

Gehäusestrukturierungen für transsonische Verdichter

Georgios Goinis

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Antriebstechnik



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Gehäusestrukturierungen für transsonische Verdichter

Dissertation
zur
Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

der
Fakultät für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

Georgios Goinis

aus Berlin

Bochum 2020

Dissertation eingereicht am: 4. März 2020

Tag der mündlichen Prüfung: 2. Juli 2020

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Volker Gümmer

Abstract

Title: Casing Treatments for Transonic Compressors

Keywords: Transonic compressor, aerodynamics, casing treatment, CT, circumferential groove, axial slot, optimization, multi fidelity, multi objective.

It is not clear if newly developed compressors can achieve higher efficiencies if casing treatments are considered as a stability enhancing measure for the design. In order to tackle this question a method is developed, that allows to perform automated optimizations and parametric studies with accurate prediction of the numerical stability limit including the use of time accurate CFD (URANS). Extensive studies are performed to increase stability and efficiency of DLR-Rig250 Stage 1. Axial-slots, circumferential grooves, the rotor and the casing geometry are optimized separately as well as simultaneously with a high number of geometric parameters. The results show under which conditions an application of CTs can be considered. In general, CTs can achieve a significant extension of the surge margin, which goes beyond what is achievable with only a rotor optimization. However, if the efficiency of a stage is to be increased, an optimization of the rotor without CTs should be preferred. For new designs, CTs can be considered, if the stability increasing effect enables a certain design with increased efficiency, which otherwise would not be feasible.

Kurzfassung

Titel: Gehäusestrukturierungen für transsonische Verdichter

Schlagwörter: Transsonischer Verdichter, Aerodynamik, Gehäuseeinbauten, Gehäusestrukturierung, Gehäusekonturierung, Umfangsnut, Axialschlitz, Axial-CT, Optimierung, Multi-Fidelity, Multi-Objective.

Bei der Auslegung neuer Verdichter ist die Frage, ob bei Einhaltung der geforderten Kennfeldbreite, mit Gehäusestrukturierungen (Casing Treatments, CTs) ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden kann, als ohne, bisher nur unzureichend beantwortet. Um dieser Fragestellung nachzugehen, wurde eine Methode aufgebaut, die es gestattet, automatisiert Optimierungen und Parameterstudien mit genauer Bestimmung der numerischen Stabilitätsgrenze durchzuführen, auch unter Einsatz zeitgenauer numerischer Berechnungsverfahren. Es wurden umfangreiche Studien zur Stabilitätserweiterung und Wirkungsgradsteigerung der Stufe 1 des DLR-Rig250 durchgeführt. Dabei wurden Axial-CTs, Umfangsnuten, Rotor und Gehäusekontur sowohl einzeln als auch simultan, unter Freigabe einer hohen Anzahl von Geometrieparametern, optimiert. Die Ergebnisse zeigen, unter welchen Voraussetzungen eine Applikation von CTs in Betracht gezogen werden kann. Prinzipiell lassen sich mit CTs deutliche Erweiterungen des Stabilitätsbereichs erzielen, die darüber hinausgehen, was durch eine Optimierung des Rotors erreichbar ist. Soll primär der Wirkungsgrad einer Stufe verbessert werden, ist eine Rotoroptimierung ohne CT einem Konzept mit CT vorzuziehen. Für die Neuauslegung eines Verdichters kann eine Option mit CT in Betracht gezogen werden, wenn die stabilitätserweiternde Wirkung des CTs eine bestimmte Auslegung erst ermöglicht.

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Köln. Am Institut und darüber hinaus habe ich während der Anfertigung der Arbeit vielfältige Unterstützung erfahren, für die ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr. Reinhard Mönig für die Möglichkeit diese Arbeit anfertigen zu können, die Begutachtung der Arbeit und die wertvollen Kommentare. Danken möchte ich ebenso Prof. Dr. Volker Gümmer für die Übernahme des Zweitgutachtens und zahlreiche konstruktive Anregungen, um der Arbeit noch den letzten Schliff zu verschaffen. Prof. Dr. Roland Span danke ich für die kurzfristige Übernahme des Vorsitzes des Promotionsausschusses. Weiterhin danke ich Dr. Eberhard Nicke und Dr. Christian Voß für die fachliche Betreuung und umfassende Durchsicht der Arbeit, anregende Diskussionen und viele nützliche Ratschläge.

Ausdrücklich danken möchte ich meinem Bürokollegen Markus Schnös, der stets geduldig meinen Monologen über Themen meiner Dissertation gefolgt ist und so wesentlich dazu beigetragen hat, mehr Klarheit in meine Gedankengänge zu bringen.

Ein ganz besonderer Dank gilt darüber hinaus allen Kollegen am Institut für Antriebstechnik. Ihr habt stets für eine angenehme Arbeitsatmosphäre und den nötigen Spaß bei der Arbeit gesorgt. Insbesondere die regen Diskussionsrunden im Kaffeeraum seien erwähnt, die mit Sicherheit zu dem einen oder anderen zündenden Gedanken geführt haben.

Nicht zuletzt danke ich meiner Familie und meinen Freunden für die fortwährende Unterstützung und das Interesse an meiner Arbeit.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	xiv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Problemstellung	1
1.3 Zielsetzung	2
2 Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Kennfeld und Kennfelderweiterung	5
2.1.1 Stabilitätsgrenze (Pumpgrenze) und Pumpgrenzreserve	5
2.1.2 Möglichkeiten zur Beeinflussung der Stabilitätsgrenze	8
2.1.3 Einsatz stabilitätssteigernder Maßnahmen - Motivation	9
2.2 Sekundär- und Gehäuseströmungen	12
2.2.1 Spaltströmung	13
2.2.2 Spaltwirbel	16
2.2.3 Stoß-Wirbel-Interaktion und Aufplatzen des Spaltwirbels	19
2.2.4 Blockage	21
2.2.5 Veränderung der Spaltströmung und des Spaltwirbels beim An- nähern an die Stabilitätsgrenze	23
2.2.6 Einflussfaktoren auf die gehäusenaher Strömung	27
2.3 Stabilitätskritische Mechanismen und instabile Betriebszustände	29
2.3.1 Rotierende Ablösungen	29
2.3.2 Einsetzen rotierender Ablösungen (Stall Inception)	31
2.4 Beurteilung der Stabilität	33
2.4.1 Modelle und Kriterien zur Beurteilung der Stabilität	34
2.4.2 Numerische Modellierung der Stabilitätsgrenze	37
2.5 Gehäusestrukturierungen	40
2.5.1 Voraussetzung für die Wirksamkeit	40
2.5.2 Auslegungsziele	41
2.5.3 Anmerkungen zur Beurteilung der Effektivität und Effizienz	42
2.5.4 Zeitliche Entwicklung der Forschung	44
2.5.5 Klassifizierung	45

2.5.6	Gestaltung und Wirkungsweise von Umfangsnuten	46
2.5.7	Gestaltung und Wirkungsweise von Axial-CTs	50
2.5.8	Auslegungsmethodik	55
2.6	Optimierungsverfahren in der Auslegung	56
3	Methoden	57
3.1	Effiziente Optimierungen mit komplexen Prozessketten	57
3.1.1	Optimierungen als Analysewerkzeug	57
3.1.2	Detaillierungsgrad vs. Explorationsgrad	58
3.1.3	Beschleunigungstechniken	59
3.1.4	Beurteilung der Konvergenz einer Optimierung	59
3.1.5	Ausschließen unerwünschter Effekte	60
3.2	Optimierungen zur Pumpgrenzerweiterung	60
3.2.1	Optimierungsumgebung	60
3.2.2	Parametrisierung und Vernetzung von CTs	61
3.2.3	Parametrisierung der Gehäuseprofilierung	63
3.2.4	Parametrisierung der Rotorscheufel	64
3.2.5	Pumpgrenzbestimmung während der Optimierung	64
3.2.6	Prozessketten	65
3.2.7	Zielfunktionen, Nebenbedingungen und Betriebspunkte	66
3.2.8	Strömungslöser	66
4	Numerische Studien zur Pumpgrenzerweiterung	69
4.1	DLR Rig 250	69
4.1.1	Auslegung und Kenndaten	69
4.1.2	Versagensverhalten an der Stabilitätsgrenze	70
4.1.3	Strömungsmechanik beim Androsseln der ersten Stufe	76
4.1.4	Gewünschte Strömungsbeeinflussung zur Stabilitätserweiterung	79
4.2	Aufbau der Optimierungen von Rig250 Stufe 1	80
4.2.1	Rechennetz und -domäne	81
4.2.2	Zielfunktionen und Betriebspunkte	81
4.2.3	Nebenbedingungen	84
4.3	Optimierungsstudien	85
4.3.1	Überblick	85
4.3.2	Umfangsnuten	86
4.3.3	Gehäusekontur	89
4.3.4	Rotorbeschaufelung	93
4.3.5	Simultane Modifikation von Umfangsnuten, Gehäusekontur und Rotor	95
4.3.6	Axialschlitze	97

4.3.7	Kombinationen optimierter CTs und Rotoren	99
4.4	Gegenüberstellung der Ergebnisse	102
5	Aerodynamische Analyse	109
5.1	Wirkungsweise der Umfangsnuten	109
5.2	Wirkungsweise der Axial-CTs	114
5.3	Wirkungsweise der Gehäusekonturierung	119
5.4	Wirkungsweise der optimierten Rotoren	125
5.5	Abhängigkeit des CT-Potentials vom Rotor	130
5.5.1	Umfangsnuten in Kombination mit verschiedenen Rotoren	130
5.5.2	Axial-CTs in Kombination mit verschiedenen Rotoren	131
6	Diskussion	135
7	Zusammenfassung & Ausblick	137
A	Definitionen und Herleitungen	141
A.1	Begriffe aus dem Bereich der Optimierung	141
A.2	Herleitung des Modells von Storer u. Cumpsty	142
A.3	Herleitung einer Beziehung $\eta_{is} = f(\Pi_t)$	143
B	Ergänzende Informationen	145
B.1	Weitere CT-Typen	145
B.1.1	Externe Rezirkulation (Tip-Blowing-CTs)	145
B.1.2	Recessed Vanes	146
B.2	Rotierende Instabilitäten	146
B.3	Verdichterpumpen	146
B.4	B-Parameter nach Greitzer	147
B.5	Schaufelzahlskalierung Rig250 Stufe 1	148
B.6	Betriebspunktregelung während einer CFD Simulation	149
B.6.1	Totaldruck- und Massenstromregler	149
B.6.2	Maximum-Wirkungsgrad-Regler	151
B.7	Umfangsnutenstudien - Daten und Diagramme	151
C	Tabellarische Zusammenstellung ausgewählter Literaturstellen	157
C.1	Umfangsnuten	157
C.2	Axial-CTs	159
	Literaturverzeichnis	161
	Abbildungsverzeichnis	188
	Tabellenverzeichnis	193

Nomenklatur

Abkürzungen

ADP	Auslegungspunkt (engl.: Aerodynamic Design Point)
AL	Arbeitslinie
BP	Betriebspunkt
CT	Gehäusestrukturierung (engl.: Casing Treatment)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DS	Druckseite
ESA	Erweiterte Shabbir u. Adamczyk (2005) [-Methode]
GK	Gehäusekonturierung
GW	Glatte Wand (ohne Gehäusestrukturierung bzw. -konturierung)
HF	Hohe Güte (engl.: High Fidelity)
HK	Hinterkante
LF	Niedrige Güte (engl.: Low Fidelity)
MVDR	Meridionales Geschwindigkeits-Dichte-Verhältnis
MUSCL	„Monotonic Upstream-centered Scheme for Conservation Laws“
MW	Maximaler Wirkungsgrad
NSRig250	Numerische Simulation des Rig 250 durch den Autor (Details siehe Kap. 4.1.3)
NDV	Niederdruckverdichter
PG	Pumpgrenze
PGA	Pumpgrenzabstand
PGK	Pumpgrenzkriterium
RANS	Reynolds-gemittelte (engl.: averaged) Navier-Stokes Gleichungen
SS	Saugseite
TVD	Total Variation Diminishing
TRACE	CFD-Löser, entwickelt am DLR, Institut für Antriebstechnik (Kap. 3.2.8)
UN	Umfangsnut
URANS	Instationäre/zeitauflösende (engl.: Unsteady) RANS
VK	Vorderkante

Lateinische Symbole

A	$[m^2]$	(repräsentative) Fläche / Strömungsfläche
a	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
a	$[J/kg]$	spezifische Arbeit
b	$[m]$	Nutparameter: Breite
c	$[m]$	Sehne
c_p	$[J/(kg \cdot K)]$	Spezifische Wärmekapazität (konstanter Druck)
d	$[m]$	Wirbeldurchmesser
h	$[J]$	Enthalpie

h	[m]	Schaufelhöhe
h/s	[-]	Streckungsverhältnis
j	[J/kg]	spezifische Dissipation
l	[m]	Wirbellänge
L	[m]	Länge
Ma	[-]	Mach-Zahl
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
\dot{m}_{kor}	[kg/s]	Korrigierter Massenstrom $\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \frac{p_{ref}}{p_t} \cdot \sqrt{\frac{T_t}{T_{ref}}}$
n	[-]	Isentropenexponent
n	[1/min]	Drehzahl
n_A	[1/min]	Auslegungsdrehzahl
n_{kor}	[1/min]	Korrigierte Drehzahl $n_{red} = n \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_t}}$
N_R	[-]	Rotorblattanzahl
N_{CT}	[-]	CT-Anzahl (über den Umfang bei umfangsdiskreten CTs)
p	[Pa]	Druck
R	[J/(kgK)]	spezifische Gaskonstante ($R_{trockeneLuft}=287,058 \text{ J/(kgK)}$)
R_m	[m]	Mittlerer Radius
s	[J/(kgK)]	spezifische Entropie
s	[m]	Sehnenlänge
T	[K]	Temperatur
t	[m]	Nutparameter: Tiefe
t	[m]	Spalthöhe
t	[m]	Teilung
t/l	[-]	Teilungsverhältnis
u_m	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit auf mittlerem Schaufelradius $u_m = \omega \cdot R_m$
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V_p	[m ³]	Volumen des Plenums
x	[m]	Nutparameter: Position

Griechische Symbole

α	[°]	Nutparameter: Neigung der stromauf gelegenen Flanke
β	[°]	Nutparameter: Neigung der stromab gelegenen Flanke
γ	[°]	Nutparameter: Bodenneigung
γ	[°]	Staffelungswinkel
δ	[]	Geschwindigkeitsdefizit (Gl. 2.14)
δ_{PGA}	[-]	Relativer Pumpgrenzabstand (Gl. 2.2)
δ_{PGKa}	[-]	Relativer Pumpgrenzabstand (Gl. 2.2), basierend auf Pumpgrenzabschätzung (Kap. 3.2.5).
δ_{PGKi}	[-]	Relativer Pumpgrenzabstand (Gl. 2.2), basierend auf iterativem PGK (Kap. 3.2.5).
η	[-]	Wirkungsgrad
κ	[-]	Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten $\kappa = c_p/c_v$
Π	[-]	Druckverhältnis (statischer Druck)
Π_{tot}	[-]	Totaldruckverhältnis
ρ	[kg/m ³]	Dichte
φ	[-]	Durchflusskoeffizient $\varphi = v_{ax}/u$

Ψ_h	[-]	Arbeitskoeffizient
$\Psi_{h,Stufe}$	[-]	Arbeitskoeffizient, Stufe
ω	[1/s]	Rotationsfrequenz

Indizes

1	Eintrittsebene der Stufe, Eintrittsebene des Rotors
2	Austrittsebene des Rotors, Eintrittsebene des Stators
3	Austrittsebene des Stators, Austrittsebene der Stufe
1	Triebwerkseintritt
2	Fan-/Verdichtereintritt
3	Verdichteraustritt/Brennkammereintritt
4	Turbineneintritt/Brennkammeraustritt
1	Vor dem Verdichtungsstoß
2	Nach dem Verdichtungsstoß
∞	unendlich
aus	am Austritt
ax	axial; in axialer Richtung
b	blockiert
DS	druckseitig
eff	effektiv
geo	geometrisch
ges	gesamt
GW	glatte Wand (Konfiguration ohne CT oder Gehäusekonturierung)
is	isentrop
kor	korrigiert
m	Mittenschnitt
max	maximal / Maximum
min	minimal / Minimum
opt	optimal
red	reduziert
r	radial; in radialer Richtung
rel	relativ
SS	saugseitig
th	thermodynamisch
t	total
v	äquivalent (Kennzeichnung der äquivalenten Verdichterfläche/-länge)
V	Verdichter
θ	in Umfangsrichtung

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Steigerung der Effizienz bei der Primärenergieumwandlung ist nach wie vor ein Haupttreiber bei der Weiterentwicklung von Gasturbinen. Limitierend ist bei diesem Bestreben unter anderem die Begrenzung des Verdichterarbeitsbereichs zu niedrigen Massenströmen durch die Pumpgrenze. Da ein Überschreiten der Pumpgrenze schwerwiegende Folgen, bis hin zur Beschädigung und dem Ausfall des Verdichters, nach sich ziehen kann, muss stets ein Sicherheitsabstand eingehalten werden. Dies erfordert Kompromisse bei Auslegung, Konstruktion und Betrieb, die eine niedrigere Effizienz zur Folge haben. Ein erweiterter Arbeitsbereich kann daher direkt oder indirekt zu einer Effizienzsteigerung führen und steht im Fokus vielfältiger Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten.

Als probates Mittel zur passiven Beeinflussung der Verdichterströmung, mit dem Ziel der Erweiterung des Arbeitsbereiches, haben sich Gehäusestrukturierungen (engl.: Casing Treatments, kurz: CTs) bewährt. Dabei handelt es sich um in den Ringraum über dem Rotor eingebrachte Kavitäten, bzw. im weiteren Sinn um jede mit dem Ziel der Strömungsstabilisierung erfolgte Veränderung der Ringraumgeometrie oberhalb des Rotors.

Die Hauptwirkung von CTs kann als Reduktion verlustreicher Sekundärströmungen und stabilitätskritischer Phänomene beschrieben werden. Vor allem der Spaltwirbel und seine Interaktion mit dem Verdichtungsstoß bei transsonischen Verdichtern spielen in diesem Zusammenhang eine wesentliche Rolle, da sie häufig maßgeblich am Stabilitätsverlust beteiligt sind. Eine Beeinflussung dieser Phänomene durch eine Veränderung der Gehäusegeometrie in Form von CTs kann daher den gewünschten Effekt einer Pumpgrenzerweiterung bewirken.

Durch die Erkenntnisse aus vielfältigen Forschungsaktivitäten der letzten Jahrzehnte erweist sich die Gestaltung eines CTs mit dem alleinigen Ziel der Pumpgrenzerweiterung als keine allzu große Herausforderung mehr. Soll allerdings für das Gesamtsystem ein Optimum aus Pumpgrenz- und Wirkungsgradbeeinflussung gefunden werden, stellt dies eine ungleich komplexere Aufgabe dar. Dies gilt für die Modifikation vorhandener Verdichter und besonders für die Auslegung neuer Verdichtergenerationen.

1.2 Problemstellung

Bei der Auslegung neuer Verdichtergenerationen sollen CTs, bei Gewährleistung eines für den Einsatz erforderlichen Arbeitsbereichs, zu einem höheren Wirkungsgrad im Vergleich mit einer Auslegung ohne CTs führen.

Die Strömungsphänomene im Schaufelspitzenbereich sind äußerst komplex, vor allem bei transsonischen Verdichtern und insbesondere beim Erreichen der Pumpgrenze. Zum Ausdruck kommt diese hohe Komplexität auch durch eine starke Abhängigkeit der Wirksamkeit eines CTs vom Rotor. Ausschlaggebend sind hierbei zum einen geometrische Aspekte, wie die Neigung des Gehäuses über dem Rotor, der Staffelungswinkel der Schaufelspitzen und die Spalthöhe. Zum anderen haben strömungsphysikalische Randbedingungen einen Einfluss. CT-Konzepte lassen sich daher häufig nicht ohne weiteres von einem Verdichter auf einen anderen übertragen. Ebenso lassen sich vorhandene Studien an unterschiedlichen Verdichtern oftmals nur bedingt miteinander vergleichen. Erschwerend kommt ein hoher Freiheitsgrad bei der geometrischen Gestaltung der CTs hinzu, erkennbar an den vielen verschiedenen CT-Formen, die in der Literatur zu finden sind. Eine Methode der hinreichend genauen Berücksichtigung von CTs im frühen Entwicklungsstadium eines neuen Verdichters ist bisher nicht bekannt.

Eine gezielte Auslegung von CTs, die sowohl Anforderungen an die Pumpgrenze als auch an den Wirkungsgrad genügt, stellt daher in vielerlei Hinsicht eine äußerst komplexe Aufgabe dar, bei der noch etliche Unbekannte existieren. Das Interesse an Forschung zu CTs ist daher nach wie vor groß. Neben einer weiteren Untersuchung der durch CTs bewirkten Effekte sowie der Gestaltungsformen, die es ermöglichen diese Effekte zu erzielen, sollte vor allem die Frage nach dem Einsatz von CTs bei der Gestaltung neuer Verdichter eine größere Rolle einnehmen. Nur so kann der zusätzliche Freiheitsgrad durch die Einführung von CTs bei der Auslegung optimal genutzt werden.

Dies erfordert die Betrachtung des Gesamtsystems, bestehend aus CTs und Verdichterstufe, unter Freigabe aller relevanten Geometrieparameter. Für diese Art der Problemstellung, mit einer hohen Dimension an zu berücksichtigenden Freiheitsgraden, ist der Einsatz von Optimierungstechniken prädestiniert. In der Literatur lässt sich jedoch bisher nur eine geringe Anzahl an Studien zu CTs finden, in denen Optimierungstechniken zum Einsatz kommen. Der dabei berücksichtigte Parameterraum ist zudem sehr begrenzt (z.B. Choi u. a. (2010), Carnie u. a. (2011), Kim u. a. (2011, 2013)).

Oftmals wird argumentiert, die Auslegungsmethoden für moderne Verdichter seien so weit fortgeschritten, dass eine deutliche Verbesserung der Pumpgrenzreserve bei gleichzeitiger Steigerung des Wirkungsgrads im Auslegungspunkt auf klassischem Weg unwahrscheinlich sei und daher zusätzliche Maßnahmen, wie CTs, in Betracht gezogen werden sollten. Allerdings existieren keine CT-Studien, die dieser Aussage Rechnung tragen und mit Verdichtern durchgeführt wurden, die in jeder Hinsicht den aktuellen technischen Stand repräsentieren und nicht auf anderem Wege, wie einer Schaufeloptimierung, verbessert werden könnten.

1.3 Zielsetzung

Diese Arbeit soll unter Einsatz moderner Optimierungstechniken und unter Berücksichtigung eines Parameterraums, der neben den CTs auch die Beschaukelung und den Gehäuseverlauf beinhaltet, einen Beitrag zum Verständnis der Wirkungsweise von CTs und deren effektivem Einsatz in Verdichtern liefern.

In der Literatur bleibt die Frage, ob ein für eine gegebene Verdichterstufe ausgelegtes CT auch in Kombination mit einer in gleicher Weise optimierten Beschaukelung wirksam wäre, größtenteils unbeantwortet. Zudem ist bisher nicht zufriedenstellend beantwortet, ob eine Verbesserung, die durch CTs erzielt wurde, gegebenenfalls auch durch eine Veränderung der Schaufel- oder Kanalgeometrie erreichbar wäre.

Um diesen für die Suche nach einem optimalen Gesamtsystem wichtigen Fragestellungen nachzugehen, werden mehrere Optimierungsstudien mit identischen Zielen, jedoch unterschiedlichen Parameterräumen, durchgeführt. Die Geometrieparameter von CT, Beschaukelung und Kanalgeometrie werden einzeln und in Kombinationen optimiert. Im Vergleich zu bisherigen Studien wird so der Einfluss des Testverdichters auf die Ergebnisse berücksichtigt. Es wird ersichtlich, welche Zugewinne alleine durch den Einsatz von CTs erreicht werden und sich nicht durch eine Optimierung von Rotor oder Kanalgeometrie erzielen lassen. Dafür wird untersucht, welchen Einfluss Effekte haben, die sich ausschließlich durch CTs erzielen lassen. Ebenso wird ermittelt, welche Effekte sich durch eine Optimierung von Rotor- oder Kanalgeometrie eventuell besser als mit CTs erzielen lassen.

Hierfür werden eine Prozesskette sowie eine Optimierungsstrategie entwickelt, die eine automatisierte Optimierung mit den Zielgrößen Pumpgrenzerweiterung und Wirkungsgradsteigerung für Verdichter mit Gehäusestrukturierungen effizient ermöglichen, auch unter Einsatz instationärer CFD.

Die Optimierungen werden nicht alleine mit dem Ziel durchgeführt, einzelne beste Geometrien zu identifizieren. Sie dienen vielmehr als Analysewerkzeug, um die komplexe Problemstellung und Vielzahl an Einflussparametern effektiv zu untersuchen. Auf Basis der Optimierungsdatenbanken lassen sich etwa Korrelationen zwischen den Geometriemodifikationen und Änderungen in den Strömungsphänomenen analysieren und wesentliche Geometrieparameter und Strömungseffekte von unwesentlichen abgrenzen. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf den Pareto-optimalen Geometrien, für die hinsichtlich der Zielfunktionale Wirkungsgrad und Pumpgrenze keine weiteren Geometrien gefunden wurden, die in beiden Zielgrößen dominieren. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine systematischere Analyse, als es durch die Betrachtung einiger weniger Geometrien möglich ist.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Der Einsatz von CTs geschieht primär mit dem Ziel, den Arbeitsbereich des Verdichters zu erweitern. Kap. 2.1 befasst sich mit der Motivation für eine Arbeitsbereichserweiterung mit Hinblick auf Konstruktion, Betrieb und Wirkungsgrad. Die technischen Möglichkeiten werden aufgezeigt und Besonderheiten von CTs berücksichtigt.

Durch ihre Lage über dem Rotor wirken CTs vor allem auf die Rotorspitzenströmung. Auf relevante Strömungsphänomene, Vorgänge beim Androsseln und deren Einfluss auf Stabilität und Verluste wird in Kap. 2.2 eingegangen. Dabei wird erörtert, worin das strömungsmechanische Potential der CTs zur Stabilisierung der Strömung besteht und welche Verlustmechanismen beeinflusst werden können.

In Kap. 2.3 werden die Vorgänge an der Stabilitätsgrenze betrachtet und ein Überblick über die stabilitätskritischen Mechanismen und instabilen Betriebszustände gegeben. Darüber hinaus werden Bestrebungen, diese in der Auslegung vorherzusagen und die Stabilität eines Verdichters in Abhängigkeit verschiedener konstruktiver Gesichtspunkte zu beurteilen, erörtert (Kap. 2.4).

Kap. 2.5 widmet sich CTs und aktuellen Erkenntnissen bezüglich Wirkungsweise und Auslegung. In Kap. 2.6 werden aktuelle Entwicklungen der automatisierten Optimierung in der Auslegung von Verdichtern und zur Optimierung von Gehäusestrukturierungen thematisiert.

2.1 Kennfeld und Kennfelderweiterung

In Abb. 2.1 ist das Kennfeld eines mehrstufigen transsonischen Verdichters anhand der Größen reduzierter Massenstrom¹ \dot{m}_{red} und Totaldruckverhältnis Π_{tot} für mehrere Drehzahlcharakteristiken schematisch dargestellt. Für eine gegebene Drehzahl wird der maximale Massenstrom durch das Sperren eines Elementes des Verdichters bestimmt. Wird der Verdichter angedrosselt, sinkt der Massenstrom und die stabile Strömung bricht ab einem gewissen Punkt zusammen. Der Bereich zwischen diesen beiden Extremen ist für den Betrieb des Verdichters verfügbar.

2.1.1 Stabilitätsgrenze (Pumpgrenze) und Pumpgrenzreserve

Die Pumpgrenze markiert das Ende des stabilen Arbeitsbereiches bei minimalem Massenstrom (Abb. 2.1). Ein Überschreiten der Pumpgrenze kann zu Verdichterpumpen führen und fatale Folgen haben. Die Arbeitslinie muss daher so gewählt werden, dass unter allen Umständen ein ausreichender Abstand zur Stabilitätsgrenze eingehalten wird. Dabei gilt es folgende Bedingungen zu berücksichtigen [Grieb (2009)]:

¹Die Verwendung reduzierter Größen eliminiert den Einfluss des Umgebungszustands.

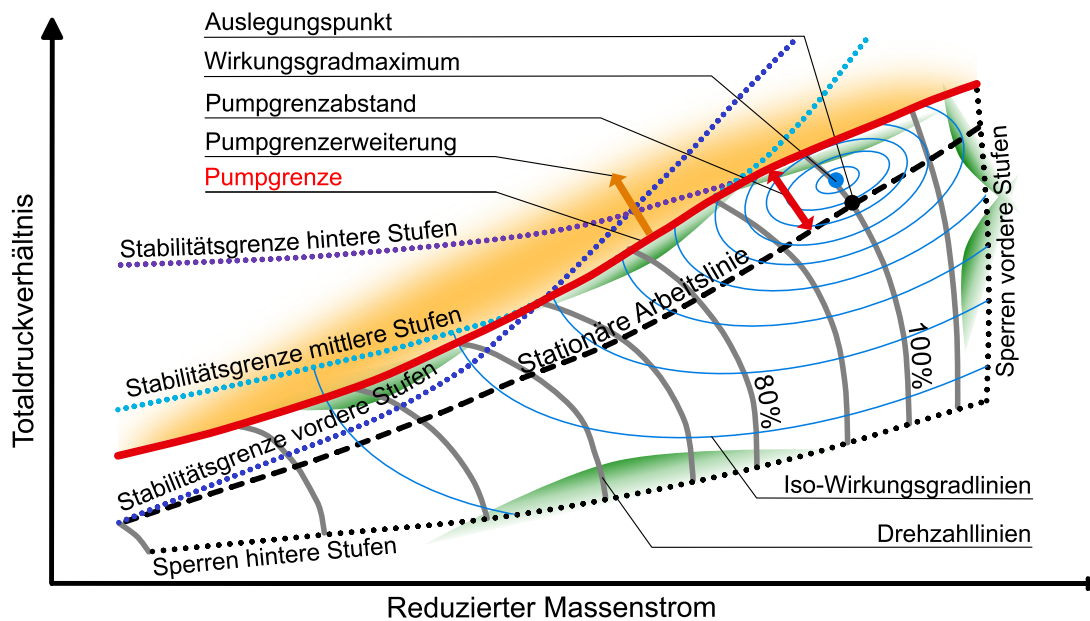


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Kennfelds eines transsonischen Axialverdichters mit Kennfeldlimitierungen: Pumpgrenze (rot), idealisierte Pumpgrenzerweiterung (orange), Bereiche in denen Rotorflattern auftreten kann (grün). Eigene Darstellung, angelehnt an Bräunling (2009).

- Genügend Pumpgrenzreserve bei allen Lastanforderungen sowie bei instationärem Betrieb (Beschleunigung oder Verzögerung)
- Toleranz gegenüber Einlaufstörungen
- Toleranz gegenüber Fertigungsabweichungen und geometrischen Änderungen des Strömungskanal durch thermische und mechanische Vorgänge, wie beispielsweise eine Radialspaltänderung, sowie Erosion und Schäden durch Fremdkörper

Hinzu kommen weitere Anforderungen bei der Wahl der Arbeitslinie zur Sicherstellung der mechanischen Integrität des Systems. Zu berücksichtigen sind vor allem strömungsinduzierte Schaufelschwingungen, die es zu vermeiden gilt. Unterschieden werden fremderregte Schwingungen, insbesondere Anregungen aufgrund drehzahlharmonischer Frequenzen, und selbsterregte Schwingungen, unter anderem hervorgerufen durch rotierende Ablösungen, rotierende Instabilitäten, akustische Resonanzen und Flattern [Haukap (2006)]. Diese Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit der aerodynamischen Limitierung des Kennfelds durch die Pumpgrenze.

Aufgrund der Kennfeldlimitierung durch die Pumpgrenze kann die Arbeitslinie unter Umständen nicht so gewählt werden, dass sie durch das Wirkungsgradoptimum läuft (ersichtlich an den Iso-Wirkungsgradlinien in Abb. 2.1), sondern kann zur Wahrung eines ausreichenden Pumpgrenzabstandes von einem hinsichtlich des Wirkungsgrads optimalen Verlauf abweichen.

Zur Quantifizierung der Pumpgrenzreserve, auch Pumpgrenzabstand genannt, existieren verschiedene Definitionen. Eine ausführliche Diskussion findet sich in Grieb (2009). Häufig wird ein Abstandsmaß zwischen dem Arbeitslinienpunkt (AL) und dem letzten stabilen Betriebspunkt an der Pumpgrenze (PG) einer Drehzahllinie eingesetzt [Hart-

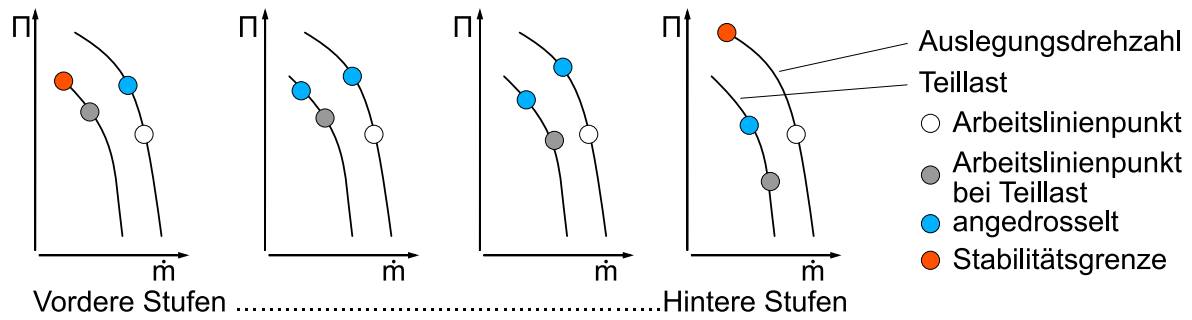


Abbildung 2.2: Auswirkungen des Androsselns auf die Belastung verschiedener Stufen bei Nominal- und Teildrehzahl. Darstellung angelehnt an Brignole (2010) und Gallimore (2008).

mann u. a. (1970), Ball u. a. (1972), Reid u. Moore (1978), Cumpsty (2004)]:

$$PGA = \left(\frac{\Pi_{tot.PG}}{\Pi_{tot.AL}} \cdot \frac{\dot{m}_{AL}}{\dot{m}_{PG}} - 1 \right) \quad (2.1)$$

Indem der Pumpgrenzabstand einer modifizierten Konfiguration auf eine Referenzkonfiguration bezogen wird, lässt sich eine relative Pumpgrenzerweiterung angeben:

$$\delta_{PGA} = \frac{PGA}{PGA_{ref}} - 1 \quad (2.2)$$

Bei mehrstufigen Verdichtern wirken sich Änderungen im Betriebspunkt nicht gleichmäßig über alle Stufen aus. Die für die Pumpgrenze maßgebliche Stufe hängt von der reduzierten Drehzahl n_{red} ab (Abb. 2.1). Ein Androsseln belastet bei hoher reduzierter Drehzahl insbesondere die hinteren Stufen. Bei niedriger reduzierter Drehzahl erreichen hingegen die vorderen Stufen eher die Stabilitätsgrenze (Abb. 2.2). Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass bei niedriger reduzierter Drehzahl die hinteren Stufen, bei geringerer Dichte und höherer Durchflusskenngroße $\varphi = v_{ax}/u$ als im Auslegungspunkt, geringere Arbeit verrichten und der örtlichen Sperrgrenze zustreben. Der für einen stabilen Betrieb der vorderen Stufen nötige Volumenstrom wird nicht gefördert. Während die hinteren Stufen ins Sperren geraten können, ist die Durchflusskenngroße φ der vorderen Stufen gering [Cumpsty (2004), Mönig u. Waltke (2010)]. Aufgrund einer erhöhten Inzidenz kommt es schließlich zum Strömungsabriss. Dies muss in den vorderen Stufen nicht zwangsläufig unmittelbar zum Pumpen führen, wenn die Abreißzelle klein bleibt und die nachfolgenden Stufen eine stabilisierende Wirkung ausüben [Bräunling (2009)] (Abb. 2.1).

Um der Tendenz der vorderen Stufen, bei geringen reduzierten Drehzahlen nahe der Stabilitätsgrenze zu operieren, entgegenzuwirken, kann für die vorderen Rotoren, mit geringen Einbußen im Wirkungsgrad, eine negative Inzidenz im Auslegungspunkt gewählt werden. Mit steigendem Verdichterdruckverhältnis nimmt allerdings die nötige vorzuhaltende Inzidenz zu. Bei Verdichtern mit transsonischen Frontstufen und Profilen mit geringem Arbeitsbereich sind dieser Vorgehensweise daher Grenzen gesetzt.

Zur Vermeidung von Stabilitätsproblemen bei geringen reduzierten Drehzahlen kommen daher, neben der Öffnung von Abblaseventilen beim An- und Abfahren, Leitradverstellvorrichtungen zum Einsatz. Durch eine Verstellung der vorderen Leiträder in Abhängigkeit der Drehzahl wird auf eine reduzierte Durchflusszahl reagiert und die Rotorzuströmwinkel den Betriebsbedingungen angepasst. Bei stationären Gasturbinen dienen die Leitschaufeln zudem der Massenstromreduktion zur Leistungsregelung.

2.1.2 Möglichkeiten zur Beeinflussung der Stabilitätsgrenze

Üblicherweise werden die technischen Möglichkeiten zur Steigerung der Stabilität einer Stufe oder des Gesamtsystems in passive und aktive Methoden unterteilt. Passive Methoden zeichnen sich durch dedizierte geometrische Merkmale aus:

- **Optimierte Schaufelgeometrien („3D-Design“):** Durch eine Änderung der Profilauffädung kann Einfluss auf die radiale Lastverteilung und Sekundärströmungen genommen werden. Unterschieden wird zwischen einer Bewegung der Profile normal zur Sehne (Dihedral, bzw. Lean oder Bow) und in Richtung der Sehne („Pfeilung“, engl.: Sweep) [Smith u. Yeh (1963)]. Um der Minder- bzw. Mehrumlenkung in Wandnähe Rechnung zu tragen, werden die Schaufelschnitte in diesem Bereich angepasst (Recambering). Es existieren diverse Untersuchungen zur idealen Schaufelgestaltung mit Hinblick auf die Stoßstruktur (bspw. Hoeger u. a. (2004), Bergner (2006)). Eine Beschreibung der grundlegenden aerodynamischen Effekte der 3D-Gestaltungsprinzipien findet sich in Hah u. a. (1998), Gümmer u. a. (2001), Gümmer (1999) und Erler (2012). Moderne Auslegungsmethoden erlauben eine hochparametrisierte Schaufelformbeschreibung und deren Optimierung.

Zur Stabilitätserweiterung hat sich bei transsonischen Rotoren die **Vorwärtspfeilung** als wirksame Maßnahme erwiesen [Wadia u. a. (1995), Wadia u. a. (1997), Hah u. a. (1998), Denton u. Xu (1999), Broichhausen u. Ziegler (2005)]. Eine Vorwärtspfeilung des Rotors wirkt sich positiv auf die gehäusenaher Strömung inklusive des Spaltwirbels aus. Die Stoßfront wird stromab verschoben und die Vorstoßmachzahl reduziert [Hah u. a. (2004), Madden u. West (2005)]. Dadurch löst der Stoß erst bei höheren Gegendrücken ab. Durch eine Anhebung der Stromlinien auf der Saugseite und eine Absenkung auf der Druckseite wird die Blattspitze im Bereich der Vorderkante entlastet [Denton u. Xu (1999, 2002)] und Spaltströmung, Spaltwirbel und Blockageeffekte abgeschwächt. Die Ansammlung niederenergetischen Fluids im Blattspitzenbereich durch einen Transport entlang der Schaufel aufgrund eines Ungleichgewichts zwischen Druck- und Fliehkräften wird vermindert, da die Isobaren auf der Schaufel schräger verlaufen [Yamaguchi u. a. (1993)]. Diese Effekte führen zu einer Erweiterung des stabilen Arbeitsbereichs und einer verlustärmeren Verzögerung [Bräunling (2009)].

- **Endwandkonturierungen** in Form von rotationssymmetrischen oder nichtrotationssymmetrischen Konturierungen werden vornehmlich zur Beeinflussung der Sekundärströmung eingesetzt, besitzen jedoch auch ein Potential zur Beeinflussung der Stabilitätsgrenze.
- **Gehäusestrukturierungen (CTs)** sind speziell mit dem Ziel der Stabilitätserweiterung über den Rotorschaufelspitzen ins Gehäuse eingebrachte Strukturen. Verschiedenen Formen und Wirkmechanismen werden in Kapitel 2.5 diskutiert.

Wird mit passiven Methoden Einfluss auf die Stabilitätsgrenze genommen, so hat dies immer auch Auswirkungen auf Betriebspunkte abseits der Stabilitätsgrenze und zieht somit Änderungen der gesamten Charakteristiken nach sich. Die in Abb. 2.1 dargestellte Pumpgrenzerweiterung ist daher als idealisiert anzusehen, sofern sie durch passive Methoden, wie CTs, erzielt werden soll.

Demgegenüber können aktive Methoden nach Bedarf geschaltet werden und beeinflussen die Strömung nur im Regelfall. Nachteilig ist der zusätzliche konstruktive wie

regelungstechnische Aufwand und die Gefahr eines Ausfalls des Regelsystems. Etabliert sind die bereits erwähnten Vorkehrungen, um bei Teildrehzahl die Stabilität zu gewährleisten:

- **Leitradverstellvorrichtungen** zur Anpassung des Zuströmwinkels der Laufräder abhängig von der Drehzahl und des Betriebspunkts.
- **Zapfluentnahme** über Abblasventile nach den kritischen Stufen. Dies stellt streng genommen keine positive Beeinflussung der Stabilitätsgrenze dar, sondern eine Erweiterung des Pumpgrenzabstands durch eine Absenkung der Arbeitslinie.

Mit diesen Maßnahmen geht ein Verlust an Leistung und eine Verschiebung des Betriebspunkts einher. Um dies zu vermeiden, wurden erstmals von Epstein u. a. (1989) aktive Systeme zur Verdichterstabilisierung beim Erreichen der Stabilitätsgrenze vorgeschlagen, deren Ziel es ist Instabilitäten zu unterdrücken und den Betriebsbereich über die nominale Pumpgrenze hinaus zu erweitern. Zu ihnen zählen, unter anderem:

- **Dynamisch schnell verstellbare Leiträder** (Leitschaufelbewegungen) [Paduano u. a. (1991), Haynes u. a. (1993), Schobeiri (2001)]
- **Einblasung** im Schaufelspitzenbereich, zur Reenergetisierung einer instabilen Strömung und Beeinflussung der Inzidenz. Zu den ersten Arbeiten zählen die von Day (1993a), D'Andrea u. a. (1997) an vielstufigen Verdichtern sowie Weigl u. a. (1998), Suder u. a. (2001), Spakovszky u. a. (1999a) und Spakovszky u. a. (1999b) an einer transsonischen Verdichterstufe (NASA Stage 35). Freeman u. a. (1998) zeigen den erfolgreichen Einsatz in einem Rolls-Royce Viper Triebwerk und Leinhos u. a. (2001) in einem Larzac 04.

Diese Systeme sind nur erfolgreich einsetzbar, wenn Instabilitäten durch ein Früherkennungssystem innerhalb kürzester Zeit nach Auftreten, möglichst schon in der Entstehungsphase, detektiert werden. Ein Übergang vom Auftreten erster Instabilitäten in die Verdichterinstabilität kann innerhalb von Sekundenbruchteilen vonstattengehen und wenig Zeit für Gegenmaßnahmen lassen. Insbesondere aufgrund dieser Limitierung haben es aktive Systeme nicht über das Forschungsstadium hinaus geschafft.

2.1.3 Einsatz stabilitätssteigernder Maßnahmen - Motivation

Der Einsatz stabilitätssteigernder Maßnahmen lässt sich sowohl mit dem Ziel der Pumpgrenzerweiterung eines bestehenden Verdichters begründen, als auch zum Erreichen gehobener Entwicklungsziele bei der Auslegung neuer Verdichter.

Erweiterung des stabilen Arbeitsbereichs eines bestehenden Verdichters

Weist ein vorhandener Verdichter eine für den vorgesehenen Einsatz ungenügende Pumpgrenzreserve auf, so ließe sich diese ggf. durch CTs erweitern. Die Motivation bestünde dann vorrangig in der Gewährleistung eines sicheren Betriebs.

Ein nachträgliches Einbringen von CTs lässt sich allerdings auch durch eine potentielle Steigerung des Verdichterwirkungsgrads begründen. Im Idealfall erzielt eine Konfiguration mit CTs in jedem Betriebspunkt einen besseren Wirkungsgrad, als die Referenzkonfiguration ($\eta_{GW} \leq \eta_{CT}$). Dies ist theoretisch möglich, wenn die beim Einsatz eines

CTs zusätzlich erzeugten Verluste durch die Reduktion anderer Verlustquellen überkompensiert werden. Neben einer Reduktion der Verluste j kann der Wirkungsgrad $\eta_{totV} = 1 - j/a$ auch durch eine Steigerung der Arbeitsumsetzung a erhöht werden. Dies ist durch CTs, die die Zuströmung zum Rotor ändern, denkbar [Brignole u. a. (2008)], worauf in Kap. 2.5.2 detailliert eingegangen wird.

Häufig wird jedoch eine Reduktion des maximalen Wirkungsgrads η_{max} der Konfiguration mit glatter Wand (GW) durch CTs beobachtet ($\eta_{max.GW} > \eta_{max.CT}$). Auch dann ist ein höherer Wirkungsgrad durch eine Verschiebung des Arbeitspunktes (ADP) möglich, wenn dieser, aufgrund von Anforderungen an den Pumpgrenzabstand, zuvor nicht dem Punkt maximalen Wirkungsgrads entsprach:

$$\eta_{max.GW} > \eta_{max.CT} \geq \eta_{ADP.CT} > \eta_{ADP.GW} \quad (2.3)$$

Weist der Verdichter bereits eine hinreichende Pumpgrenzreserve auf, so kann das Teilungsverhältnis t/l gesteigert und ein Rückgang der Pumpgrenzreserve durch CTs kompensiert werden [Streit u. a. (2013b)]. Eine auftretende Minderumlenkung muss durch Anpassung der Profile ausgeglichen werden. Die geringere umströmte Fläche wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad aus. Dem gegenüber stehen zusätzliche Verluste durch das CT und eine höhere Belastung des Rotors, die in Gehäusenähe zu steigenden Spaltwirbel- und Stoßverlusten führen, damit jedoch wiederum ein größeres Potential für eine positive Beeinflussung durch das CT bieten. Es muss zudem berücksichtigt werden, dass durch eine Schaufelzahlreduktion ein Überrollen der Charakteristik früher auftreten kann, was eine Änderung des Stallmechanismus² begünstigt und die Wirksamkeit des CTs begrenzen kann [Houghton u. Day (2012)].

Erreichen gehobener Entwicklungsziele für Verdichter

Maßnahmen zur Stabilitäts-erweiterung können auch von vornherein im Entwicklungsprozess eines neuen Verdichters berücksichtigt werden. Wichtiges Entwicklungsziel ist, neben geringerem Gewicht (bei Flugzeugtriebwerken), geringeren Kosten sowie höherem Wirkungsgrad aller Komponenten, die Steigerung der Verdichterförderhöhe Π_{ges} [Engber u. a. (2007)]. Zusammen mit der Steigerung der Turbineneintrittstemperatur T_{t4} , die Abhängig von den zur Verfügung stehenden Kühltechnologien und Werkstoffen ist, ließe sich so der thermodynamische Kreisprozess optimieren.

Da Kompression und Entspannung in der Praxis verlustbehaftete irreversible Vorgänge darstellen, existiert ein Optimum für das Verdichtungsverhältnis bezüglich des thermodynamischen Wirkungsgrads η_{th} . Wird das optimale Verdichtungsverhältnis Π_{opt} überschritten, so überwiegen die stetig zunehmenden Verluste in Verdichter und Turbine den Wirkungsgradgewinn durch eine Steigerung der Verdichterförderhöhe Π_{ges} im idealen Gasturbinenkreisprozess (Joule-Prozess). Das optimale Verdichtungsverhältnis Π_{opt} hängt maßgeblich von den Komponentenwirkungsgraden und der technologisch möglichen Turbineneintrittstemperatur T_{t4} ab. Ein Anheben der Turbineneintrittstemperatur T_{t4} kann nur sinnvoll bei gleichzeitiger Anhebung des Totaldrucks am Verdichteraustritt p_{t3} geschehen [Bräunling (2009)].

Das Druckverhältnis Π ist über den isentropen Wirkungsgrad direkt mit dem Enthalpie-

²Bei dem untersuchten subsonischen Rotor findet eine Änderung des Stallmechanismus von Spikes zu Modalwellen statt. Diese Thematik wird in Kapitel 2.3.2 aufgegriffen.

anstieg Δh gekoppelt:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h} = \frac{c_p T_2 \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\Delta h} \quad (2.4)$$

Dabei bezeichnet T_2 die Temperatur am Verdichtereintritt. Bezieht man die Enthalpiekenngröße³

$$\Psi_h = \frac{\Delta h}{u_m^2} \quad (2.5)$$

auf die Stufenanzahl N , so erhält man einen Ausdruck für die mittlere Stufenbelastung:

$$\Psi_{h,Stufe} = \frac{\Psi_h}{N} = \frac{\Delta h}{N u_m^2} \quad (2.6)$$

Mit Gleichung 2.4 folgt für das Druckverhältnis:

$$\Pi = \left[N \cdot \left(\frac{u_m}{\sqrt{T_2}} \right)^2 \cdot \Psi_{h,Stufe} \cdot \eta_{is} \cdot \frac{1}{c_p} + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.7)$$

Eine Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses Π_{ges} lässt sich demnach auf verschiedene Weise erzielen:

- Erhöhte Stufenanzahl N : Aufgrund des größeren Gewichtes und höherer Fertigungskosten ist dies nur begrenzt praktikabel, insbesondere bei Fluggasturbinen. Tatsächlich laufen die Bestrebungen zu weiter reduzierten Stufenzahlen. Auch bei stationären Gasturbinen lässt sich dieses Bestreben beobachten, wodurch unter anderem Vorteile bei der Rotordynamik entstehen.
- Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit u_m , durch Steigerung der Rotationsgeschwindigkeit oder des mittleren Radius: Einer Steigerung der Rotationsgeschwindigkeit sind dabei mechanische Grenzen in der Turbine gesetzt [Obrecht (2006)]. Im Verdichter führt eine Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit zu einer steigenden relativen Zuström-Mach-Zahl. Da die Stoßverluste von der Vorstoß-Mach-Zahl Ma_1 abhängen und kubisch mit $(Ma_1 - 1)^3$ ansteigen [Cumpsty (2004)] sind hierdurch ebenfalls Grenzen gesetzt.
- Steigerung der aerodynamischen Stufenbelastung $\Psi_{h,Stufe}$: Eine Steigerung der Stufenbelastung führte zur Entwicklung von Schaufeln mit geringem Seitenverhältnis h/s (wide-chord Schaufeln) und größerer Umlenkung. Bei modernen Verdichtern liegt der Wert von h/s in etwa bei eins. Da sich die Pumpgrenzabstände in der Vergangenheit, trotz stetig steigender Stufenbelastung und Umfangsgeschwindigkeiten, nicht reduziert haben, wird vermutet, dass dies auf die gleichzeitige Reduktion des Seitenverhältnisses zurückzuführen ist [Grieb (2009)]. Bei einer weiteren Reduktion würde jedoch, aufgrund der zunehmenden Baulänge, verstärkt die Abstimmung der Rotordynamik Probleme bereiten [Bräunling (2009)].

Wird davon ausgegangen, dass eine weitere Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit und Stufenanzahl aufgrund der angeführten Limitationen nicht möglich ist, kann eine

³In der Literatur auch als Druckzahl, Leistungszahl oder Arbeitszahl zu finden, teilweise in leicht abgewandelter Form. Kennzeichnet die Änderung der (Total-)enthalpie bzw. -temperatur über eine Stufe, entdimensionalisiert mit u^2 .

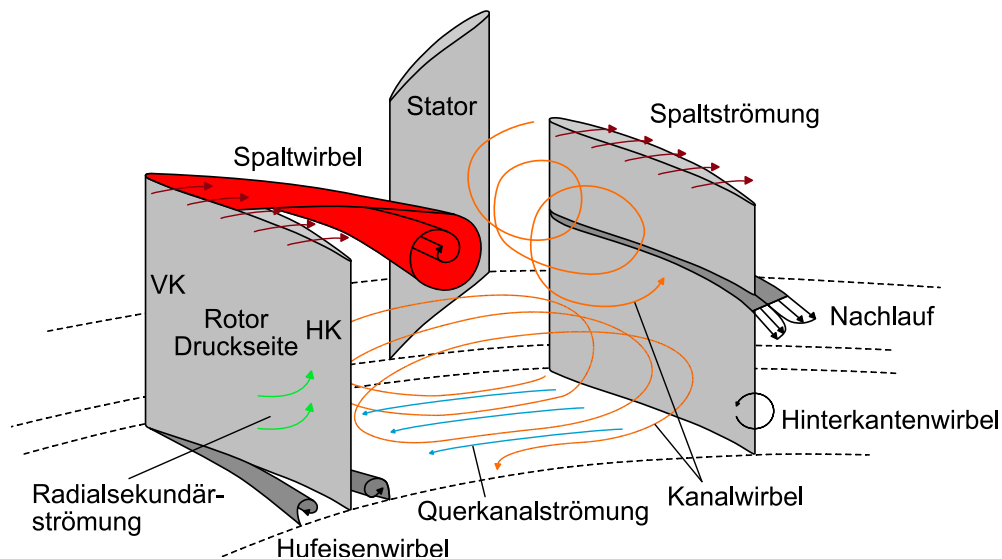


Abbildung 2.3: Sekundärströmungen in einer Axialverdichterstufe. Eigene Darstellung, angelehnt an Lakshminarayana (1995).

Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses Π_{ges} nur über eine erhöhte Stufenbelastung erfolgen. Man ist daher bestrebt, das Stufendruckverhältnis Π_{Stufe} weiter zu erhöhen. Dies erschwert es zunehmend die mechanische und aerodynamische Stabilität der Stufen sicherzustellen.

Es bleibt zu erwähnen, dass durch eine Abkehr vom klassischen Joule-Kreisprozess der thermodynamische Wirkungsgrad gesteigert werden könnte, ohne T_4 zu erhöhen, beispielsweise durch Einführung einer Rekuperation [Gülen (2016)]. Hierbei müssen jedoch die höhere Komplexität und ein zusätzliches Gewicht aufgrund des erforderlichen Wärmetauschers berücksichtigt werden, was vor allem für Flugtriebwerke einen entscheidenden Nachteil darstellt.

2.2 Sekundär- und Gehäuseströmungen

Die Hauptströmung durch den Verdichter kann idealisiert als rotationssymmetrische Primärströmung angesehen werden, der in der Realität dreidimensionale Sekundärströmungen überlagert sind. Reibungseinflüsse spielen dabei eine Rolle, es treten jedoch auch Sekundärströmungen auf, die sich ohne den Einfluss viskoser Effekte erklären lassen, wie beispielsweise der Kanal- oder Sekundärströmungswirbel. Dieser resultiert aus einer in Radial- und Umfangsrichtung ungleichförmigen Verteilungen der Zuströmgeschwindigkeit einer Schaufelreihe. Der Druckgradient von Druck- zu Saugseite innerhalb einer Passage sorgt auf unterschiedlichen radialen Kanalhöhen für unterschiedliche Stromlinienkrümmungen. Geometriebedingt treten durch Spalte, Kavitäten und die Schaufeln an sich weitere Sekundärströmungen auf, von denen die für Axialverdichter wesentlichen in Abb. 2.3 dargestellt sind. Die Ausprägung fällt, abhängig von aerodynamischer Belastung und Geometrie des Verdichters, unterschiedlich stark aus. Eine umfassende Betrachtung findet sich in Grieb (2009).

Für diese Arbeit sind vornehmlich Sekundärströmungen im Schaufelspitzenbereich des Rotors von Bedeutung, auf die sich mit CTs Einfluss nehmen lässt. Hierzu zählen die Rotorspaltströmung und der aus ihr resultierende Rotorspaltwirbel. Der bei transsonischen Verdichtern auftretende Verdichtungsstoß führt zu weiteren Phänomenen, die

vom Idealbild der Primärströmung abweichen. Die Interaktion von Verdichtungsstoß und Grenzschichten (Stoß-Grenzschicht-Interaktion) kann zu Grenzschichtaufdickungen und Ablösungen führen, die Interaktion von Verdichtungsstoß und Wirbel (Stoß-Wirbel-Interaktion, Kapitel 2.2.3) zum Aufplatzen des Wirbels und infolgedessen zu ausgedehnten Gebieten niederenergetischer Strömung („Blockage“, Kap. 2.2.4).

Diese Phänomene tragen wesentlich zu den Strömungsverlusten bei. In modernen hochbelasteten Verdichtern entsteht ein Großteil der Verluste im Schaufelspitzenbereich. Neben den Profil- und Stoßverlusten (bei transsonischen Verdichtern), ist dies vor allem auf die Interaktion der Spalt- und Gehäuseströmung mit der Passagenströmung zurückzuführen. Insbesondere bei großen Industriegasturbinen mit hohen Reynolds-Zahlen sind die Schaufelgrenzschichten dünn und robust. Die dominierenden Verluste im Schaufelspitzenbereich werden durch die Spaltströmung hervorgerufen. Wisler (1985) gibt an, die gehäusenahen Verluste können bis zu 50% der Gesamtverluste ausmachen. Ein Wert, der in modernen Verdichtern zwar reduziert wurde, Bräunling (2009) gibt noch bis zu 35% Prozent an, jedoch nichts an der Tatsache ändert, dass die mit der Spaltströmung in Zusammenhang stehenden Verluste die Gesamtverluste bei weitem dominieren. Zur Vorhersage der auftretenden Verluste existiert eine umfassende Sekundärströmungstheorie, die in der Vorauslegung zur Anwendung kommt. Einen umfassenden Überblick liefern Cumpsty (2004) und Greitzer u. a. (2004).

Weiterhin können Sekundärströmungsphänomene eng mit der Entstehung von Instabilitäten (Kap. 2.3) in Zusammenhang gebracht werden und haben einen wesentlichen Einfluss auf die Pumpgrenze. Im Folgenden werden die in diesem Zusammenhang relevanten Sekundärströmungsphänomene detaillierter betrachtet.

2.2.1 Spaltströmung

Getrieben durch den Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite an der Rotorschaukelspitze, bildet sich im Spalt zwischen Rotor und Gehäuse eine Spaltströmung aus. Der Einfluss des Druckgradienten auf die Spaltströmung ist dabei von einer Größenordnung, die weitere Einflüsse durch Trägheits- und Reibungskräfte deutlich übersteigt [Denton (1993)]. Erst für Verhältnisse von Spalthöhe zu maximaler Schaufeldicke am Tip von $t/d_m < 1/6$, beginnen Reibungseffekte eine Rolle zu spielen [Rains (1954)]. Für moderne Verdichterbeschaufelungen können Reibungseffekte im Spalt vernachlässigt werden, da für diese üblicherweise $t/d_m \gg 1/6$ gilt⁴. Da die Spaltströmung nicht an der Arbeitsumsetzung der Maschine teilnimmt, stellt sie in der Gesamtbilanz einen Verlust dar. Zusätzliche Verluste entstehen, nachdem die Strömung den Spalt verlassen hat [Storer u. Cumpsty (1994)]. Spalt- und Gehäuseströmung können sich dabei gegenseitig stark beeinflussen, da typische Verdrängungsdicken der Gehäusegrenzschicht am Eintritt in der Größenordnung von ein bis drei Spalthöhen liegen [Cumpsty (2004)]. Nach dem Austreten aus dem Spalt interagiert die Spaltströmung mit der Hauptströmung. Dies führt zu einem Entropieanstieg und der Ausbildung eines Gebiets niederenergetischer Strömung [Tan (2006)].

Der Massenstrom durch den Spalt ist hauptsächlich von Spalthöhe und aerodynamischer Schaufelbelastung abhängig [Storer u. Cumpsty (1991)], ebenso wie die Größenordnung der Spaltströmungsverluste [Bräunling (2009)]. Die Spalthöhe variiert

⁴Rotor 1 des DLR Rig250, repräsentativ für eine moderne transsonische Frontstufe, weist bspw. einen Wert von ca. 0,7 für t/d_m auf.

während des Betriebs in Abhängigkeit der Fliehkräfte und durch Temperaturänderungen von Rotor und Gehäuse [Baghdadi (1996)]. Durch Erosion und Abrieb wachsen die Spalte mit der Zeit. Die Anfangskonfiguration ist daher üblicherweise das Optimum in Bezug auf Arbeitsbereich, Leistung und Wirkungsgrad. Mit steigender Spalthöhe fallen diese Größen bei subsonischen als auch transsonischen Verdichtern [Smith u. Cumpsty (1984), Wisler (1985), Furukawa u. a. (1998), Freeman (1985), Adamczyk u. a. (1993), Copenhaver u. a. (1996), Cornelius u. a. (2013), You u. a. (2006)]. Diese Tendenz bleibt auch bei Verwendung von CTs bestehen [Moore u. Osborn (1977), Guinet u. a. (2014b)]. Eine Einschränkung stellen extrem kleine Spalte dar, bei denen zunehmend Ablösungen im Bereich von Saugseite und Gehäuse auftreten (ähnlich einer Eckenablösung) [Khalid (1995)]. Daher existiert bezüglich der Verluste ein theoretisches Optimum für die Spalthöhe, welches in diversen Messungen nachgewiesen wurde, u.a. von Inoue u. a. (1986). Diese optimale Höhe liegt jedoch unterhalb eines aus mechanischer Sicht tolerierbaren Wertes [Cumpsty (2004)].

Neuere Studien beziehen die Stabilitätsgrenze in Betrachtungen zur optimalen Spalthöhe mit ein [Sakulkaew u. a. (2013), Sakuma u. a. (2016)]. Sakuma u. a. (2016) stellen ein Optimum bezüglich der Stabilität fest, wenn beim Reduzieren der Spalthöhe und damit des Spaltmassenstroms die Ursache für das Versagen des Rotors von der Spaltströmung zu anwachsenden Ablösungen in Gehäusenähe wechselt. Die von ihnen am NASA Rotor 37 numerisch ermittelte optimale Spalthöhe bezüglich der Stabilität liegt deutlich über der des Wirkungsgrads und nur wenig unter dem Wert der Auslegung.

Eine Abschätzung der Spaltströmungsverluste ist mit Hilfe eines Modells von Storer u. Cumpsty (1994) möglich, das auf der Mischung zweier Strömungen gleicher Geschwindigkeit unter einem Winkel ζ basiert (siehe Abb. 2.4).

Storer u. Cumpsty (1991) stellten experimentell fest, dass die Spaltströmung annähernd den gleichen statischen und totalen Druck aufweist, wie die Hauptströmung, so dass die Austrittsgeschwindigkeit v_{Spalt} gleich der Freistromgeschwindigkeit auf der Saugseite v_{SS} ist:

$$v := v_{SS} \approx v_{Spalt} \quad (2.8)$$

Damit lässt sich eine grobe Abschätzung der Austrittsgeschwindigkeitskomponente der Spaltströmung senkrecht zur Sehne mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung unter der Annahme einer reibungsfreien, inkompressiblen Strömung treffen:

$$v_{Spalt,normal} = \sqrt{2 \cdot \frac{p_{DS} - p_{SS}}{\rho}} = \sqrt{v_{SS}^2 - v_{DS}^2} \quad (2.9)$$

Der Winkel zwischen Spaltströmung und Hauptströmung ist:

$$\zeta = \arccos \left(\frac{v_{DS}}{v_{SS}} \right) \quad (2.10)$$

Mit Gl. 2.8 kann das Modell für die Mischung von Spalt- und Hauptströmung angewandt werden. Für eine Massen- und Impulserhaltung in Strömungsrichtung, unter Vernachlässigung der Wandreibung, kann der Totaldruckverlust einer inkompressiblen Strömung über dem Kontrollvolumen wie folgt angegeben werden⁵:

$$\frac{\Delta p_{tot}}{\frac{1}{2}\rho v_a^2} = \frac{a}{A} \sin \zeta \left(\frac{2 + a/A \sin \zeta - 2 \cos \zeta}{(1 + a/A \sin \zeta)^2} \right) \quad (2.11)$$

⁵Herleitung im Anhang A.2.

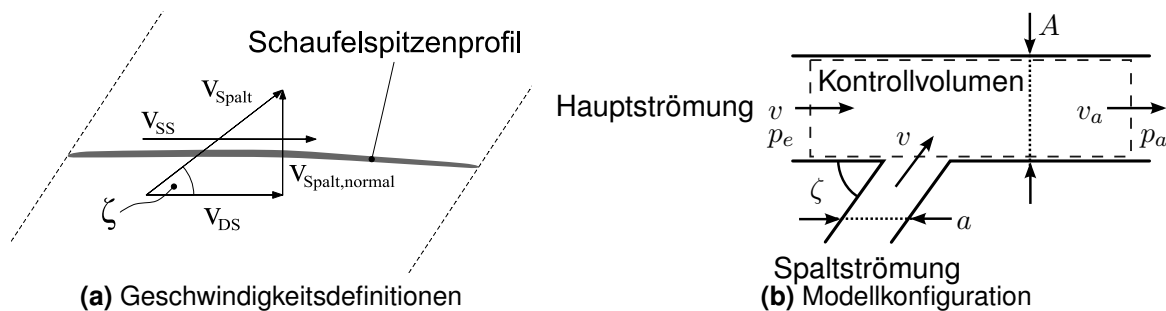


Abbildung 2.4: Einfaches Mischungsmodell der Spaltströmung mit der Hauptströmung nach Storer u. Cumpsty (1994).

Diese Betrachtung lässt sich auf eine (subsonische) Rotorspaltströmung übertragen, indem die Spaltfläche als Produkt aus Spalthöhe und Sehnenlänge $a = t \cdot c$ gebildet wird und die Hauptströmungsfläche A mit geometrischen Betrachtungen näherungsweise aus den Parametern Schaufelhöhe h , Staffelungswinkel γ und Teilung σ bestimmt wird [Storer u. Cumpsty (1994)]⁶.

Auch wenn das Modell nicht in der Lage ist die Verluste für beliebige Verdichter akkurat vorherzusagen [Grieb (2009)], sind zumindest wesentliche Einflussfaktoren auf die Spaltströmungsverluste ersichtlich und folgende Schlussfolgerungen möglich [Storer u. Cumpsty (1994)]:

- Der Winkel ζ zwischen Spaltströmung und Hauptströmung hat einen bedeutenden Einfluss auf die Verluste. Je kleiner ζ , desto geringer die Verluste (Gl. 2.11). Dies wurde in vorherigen Modellen, wie dem von Denton (1993) vernachlässigt.
- Es ist nicht alleine die Dissipation der kinetischen Energie der Spaltströmung, die die Spaltströmungsverluste ausmacht, sondern zu einem erheblichen Teil auch die Dissipation von kinetischer Energie der Hauptströmung, hervorgerufen durch Scherströmungen zwischen Spaltströmung und Hauptströmung (Anhang A.2).
- Die Höhe der Spaltströmungsverluste wird durch die Erhaltungsgleichungen diktiert. Eine quantitative Abschätzung der Spaltverluste basierend auf CFD-Verfahren wird daher nur wenig von der Wahl des Turbulenzmodells oder der Netzauflösung beeinflusst.
- Der Verlust aufgrund der Spaltströmung ist annähernd proportional zum Verhältnis aus Spaltmassenstrom zu Hauptmassenstrom (Gl. 2.11 und Anhang A.2).
- Für eine gegebene Belastung und Spalthöhe besteht wenig Aussicht die Spaltströmungsverluste durch eine Änderung der Schaufelgeometrie zu reduzieren, es sei denn die Schaufelspitzenprofile werden bei insgesamt gleichbleibendem Druckaufbau deutlich entlastet [Khalsa (1996)].

Wie die Spaltströmung eines transsonischen Verdichters entlang der Sehne variiert verdeutlicht Abb. 2.5. Im vorderen Schaufelblattbereich ist die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite groß. Die Absolutgeschwindigkeit der Spaltströmung erreicht Höchstwerte ①. Trifft Spaltströmungsmaterial auf die nachfolgende Schaufel, reduziert dieses niederenergetische Fluid die Absolutgeschwindigkeit der Spaltströmung

⁶Für Details siehe Anhang A.2.

⁷Diese und weitere Abbildungen in Kap. 2 basieren auf numerischen Simulationen des in dieser Arbeit untersuchten und im Kapitel 4.1.1 vorgestellten Verdichters „DLR-Rig250“. Details zu den Simulationen finden sich in Kap. 4.1.3. Die Abbildungen sind in der Beschriftung durch das Kürzel NSRig250 als „Numerische Simulation Rig250“ gekennzeichnet.

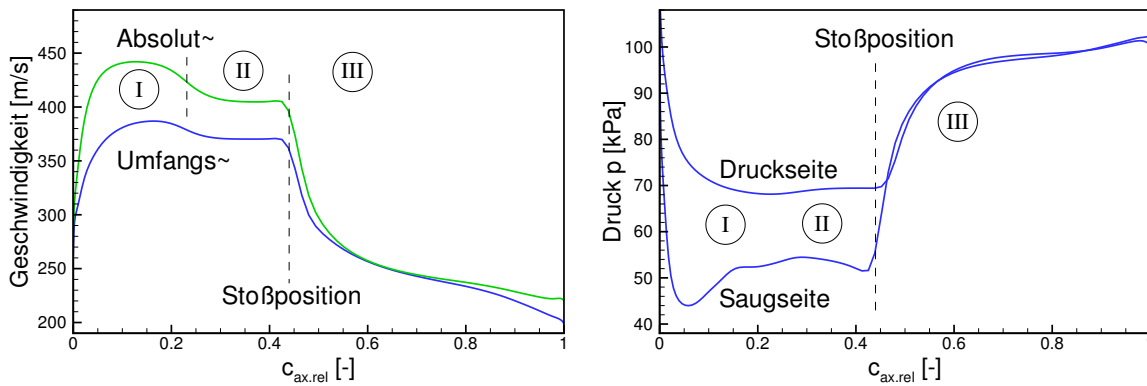


Abbildung 2.5: Spaltströmung eines transsonischen Rotors in angedrosseltem Betriebspunkt. Geschwindigkeiten in der Spaltmitte und Drücke auf Saug- und Druckseite, jeweils auf halber Spalthöhe. NSRig250⁷

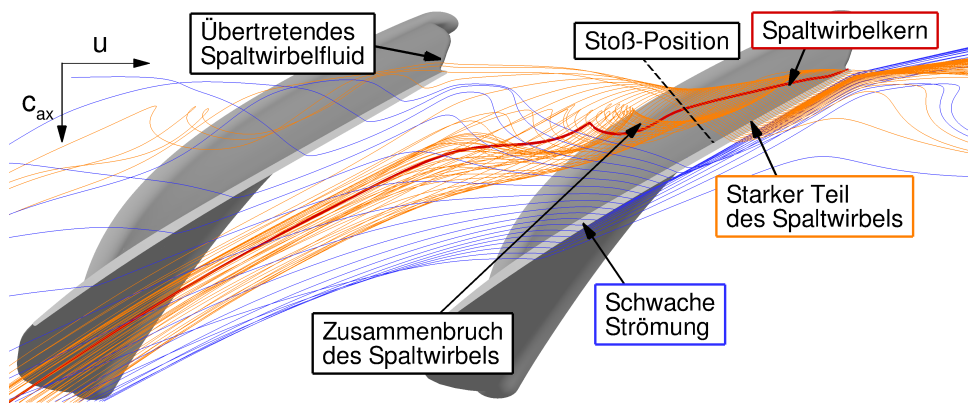


Abbildung 2.6: Wirbelkerntrajektorie (rot) und starker Teil des Spaltwirbels (orange) und aufplatzendem Wirbel nach der Interaktion mit dem Stoß in einem pumpgrenznahen Betriebspunkt. NSRig250.

②. Da die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite nahezu unverändert ist, wird hauptsächlich die Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Sehne reduziert, so dass der Austrittswinkel der Spaltströmung ζ steigt. Nach dem Stoß sinkt die Druckdifferenz von Druck- zu Saugseite auf nahezu Null. Im hinteren Bereich weist die Spaltströmung daher geringe Geschwindigkeiten auf ③.

2.2.2 Spaltwirbel

Das an der Saugseite aus dem Spalt tretende Fluid rollt sich zu einem Wirbelzopf, dem Spaltwirbel, auf (Abb. 2.3 und 2.6). Dieser wird nahe dem Gehäuse stromab in Richtung Druckseite der nachfolgenden Schaufel zum Austritt der Schaufelreihe transportiert. Die Ausprägung des Spaltwirbels wird maßgeblich von der Spaltströmung, deren Impuls, Winkel und Massenstrom, sowie der Interaktion mit Verdichtungsstößen und anderen Strömungsphänomenen beeinflusst.

Bei transsonischen Rotoren liegt der Wirbelfußpunkt nahe der Rotorvorderkante. Im diesem Bereich ist die Schaufel in Gehäusenähe häufig hoch belastet und es bildet sich ein statisches Druckminimum auf der Saugseite aus (z.B. Abb. 2.5 rechts), nahe dem der Wirbel ablöst [Inoue u. a. (1986), Storer u. Cumpsty (1991), Chen u. a.

(1991), Yoon u. a. (2006)]. Das ausgeprägte Druckminimum ist mitunter auf eine positive Inzidenz durch den Einfluss der Gehäusegrenzschicht im Schaufelspitzenbereich zurückzuführen [Storer u. Cumpsty (1994)].

Bei subsonischen Rotoren liegt die Position des Wirbelfußpunktes nahe dem Druckminimum auf der Saugseite und ist abhängig vom Betriebspunkt. Sie kann sich deutlich stromab der Vorderkante befinden [Saathoff (2001)]. Mit zunehmendem Staffellungswinkel wird der Wirbel geschwächt und wandert stromab [Yoon u. a. (2006)]. Ebenso bewirkt ein größerer Radialspalt einen weiter stromab liegenden Entstehungspunkt des Spaltwirbels, da sich das Druckminimum auf der Saugseite der Schaufelspitze stromab verschiebt [Storer u. Cumpsty (1991), Goto (1992)].

In der Anfangsphase baut sich der Spaltwirbel fast ausschließlich aus Spaltströmungsmaterial auf. Dieses verlässt den Spalt nahezu senkrecht zur Hauptströmungsrichtung (siehe Abb. 2.6). Der so entstehende Teil des Wirbels wird Wirbelkern (engl.: core vortex) oder starker Teil genannt.

Im Entstehungsgebiet des Spaltwirbels wird die Hauptströmung durch den Wirbel vom Gehäusebereich weg, nach unten abgelenkt. Hat sich der Wirbel stromab einen gewissen Bereich von der Schaufel entfernt, wird nahe der Saugseite, zwischen Wirbel und Rotor, Fluid radial nach außen geleitet. Der Wirbel beginnt Sekundärströmungsfluid aufzunehmen. Dieses wickelt sich um den Kernwirbel und bildet den schwachen Teil des Spaltwirbels, auch Sekundärwirbel (engl.: secondary vortex) genannt. Der schwache Teil besitzt eine vergleichsweise geringe Wirbelstärke [Hoeger u. a. (1999)]. Da die Druckdifferenz von Druck- zu Saugseite hinter dem Stoß deutlich abnimmt (Abb. 2.5), verlässt das Fluid den Spalt mit einem geringeren Impuls normal zur Sehne. Es wird daher leichter in Strömungsrichtung umgelenkt (siehe Abb. 2.6) und trägt weniger zur Wirbelstärke des Spaltwirbels bei. Aufgrund der beschriebenen Strömungsvorgänge ändert der Spaltwirbel die Profildruckverteilung des Blattspitzenprofils, im Vergleich zur ungestörten zweidimensionalen Strömung, erheblich [Storer u. Cumpsty (1991)].

Der Verlauf des Spaltwirbels verschiebt sich mit zunehmender Drosselung stromauf. Chen u. a. (1991) geben eine Formel zur Beschreibung der Umfangsposition des Wirbels bei hinreichendem Abstand zur Schaufel an (siehe auch Kang u. Hirsch (1993)), wodurch die Abhängigkeit der Spaltwirbeltrajektorie von Schaufelparametern und Strömungswinkeln deutlich wird.

Bei transsonisch/supersonisch durchströmten Rotoren durchquert der Wirbel den Verdichtungsstoß. Dabei kann es, je nach Strömungsbedingungen, zum Zusammenbruch des Wirbels (engl.: vortex breakdown) kommen, worauf im folgenden Kapitel 2.2.3 eingegangen wird. Tendenziell findet eine umso größere Aufweitung des Wirbels statt, je stärker der Verdichter angedrosselt ist. Durch den sich aufweitenden Spaltwirbel kann Fluid aus dem Wirbel die Druckseite der nachfolgenden Schaufel erreichen und zum wiederholten Male den Spalt passieren (engl.: double leakage, Abb. 2.6) [Khalsa (1996)]. So wird der Wirbel insbesondere nahe der Pumpgrenze durch niederenergetisches Fluid aus der benachbarten Passage angefüllt [Hoeger u. a. (1999)].

Hinter dem Passagenstoß kann bei manchen Rotoren ein zweiter Wirbel seinen Ursprung haben. Suder u. Celestina (1996) beobachten bei Teildrehzahl eine verstärkte radial nach außen geleitete Strömung hinter dem Passagenstoß und infolgedessen ein Aufrollen der Grenzschichtströmung der Saugseite, die zur Bildung eines Wirbels führt.

Es existieren verschiedene mathematische Modelle einen Spaltwirbel zu beschreiben. Diese basieren häufig auf den vereinfachten Navier-Stokes-Gleichungen für laminare inkompressible Strömung. Der Spaltwirbel lässt sich näherungsweise in zwei Zonen

unterteilen. Eine innere Zone, nahe dem Rotationszentrum, in der viskose Effekte dominieren. Diese entspricht dem oben beschriebenen Kernwirbel. Sowie eine zweite, äußere Zone, die dem Sekundärwirbel entspricht und als nahezu rotationsfrei angesehen werden kann. Gesucht wird eine Lösung für die Randbedingungen, die einen solchen Wirbel in einer Fläche senkrecht zur Wirbelachse beschreiben:

$$r = 0 \quad : \quad v_r = v_\theta = 0, \quad \frac{\partial v_x}{\partial r} = \frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (2.12)$$

$$r \rightarrow \infty \quad : \quad v_r \rightarrow 0, v_\theta \rightarrow 0 \quad (2.13)$$

Da keine allgemeingültige Lösung für dieses Problem bekannt ist, werden weitere Vereinfachungen und Annahmen nötig. Hierin unterscheiden sich die Wirbelmodelle. Bekannte Wirbelmodelle sind die nach Rankine, Burgers, Lamb-Oseen oder Vatisas.

Das einfachste und daher auch häufig herangezogene (z.B. Kröger (2010)) Wirbelmodell ist das nach Rankine. Der Wirbelkern mit Radius r_c wird durch eine Starrkörperrotation mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit ω beschrieben. Bei $r = r_c$ weist dieser die Umfangsgeschwindigkeit v_θ auf. Umgeben wird der Wirbelkern von einem rotationsfreien Potentialwirbel mit der Zirkulation $\Gamma = 2\pi r_c v_\theta$. Hierdurch weist das Modell einen Knick in der Wirbelstärke bei $r = r_c$ auf und ist daher das am wenigsten realistische. Die größte Übereinstimmung mit Blattspitzenwirbeln in Verdichtern besitzt der Burgers-Wirbel, da er eine kompakte Wirbelstruktur und ein starkes Abklingverhalten der Geschwindigkeit im Fernfeld aufweist.

Im Kern des Spaltwirbels entstehen, durch starke Scherströmungen, hohe Verluste des relativen Totaldrucks, mit einer Abnahme von statischem Druck und Wirbelkerngeschwindigkeit. Das Machzahldefizit im Vergleich zur Umgebung lässt sich angeben als:

$$\delta = \frac{Ma_{Umgebung} - Ma_{Wirbelkern}}{Ma_{Umgebung}} \quad (2.14)$$

Wichtiges Quantifizierungsmerkmal eines Wirbels ist das Drallverhältnis, definiert durch das Verhältnis der maximalen Rotationsgeschwindigkeitskomponente zur minimalen axialen Ausbreitungsgeschwindigkeit im Wirbel:

$$\gamma = v_{\theta,max} / v_{x,min} \quad (2.15)$$

Für Wirbel mit endlichem Wirbelkern wird der Durchmesser d für gewöhnlich als doppelte Distanz zwischen dem Maximum der Umfangsgeschwindigkeit $v_\theta(r)$ und der Wirbelachse definiert. Ist der Durchmesser des Wirbels d klein im Vergleich zu seiner Länge l , d.h. gilt $\mathcal{O}(d/l) \ll 1$, so spricht man von einem schlanken Wirbel, für den die Axialgeschwindigkeitskomponente $v_x(r)$ wesentlich größer als die Radialgeschwindigkeitskomponente $v_r(r)$ ist.

Die Interaktion des Wirbels mit der Hauptströmung führt beim Androsseln zu einem wachsenden Gebiet niederenergetischer Strömung im Gehäusebereich [Adamczyk u. a. (1993), Khalid u. a. (1999), Hoeger u. a. (1999)] und ist ursächlich für einen Großteil der Entropieerzeugung durch die Spaltströmung [Denton (1993)].

Weitere Details zur Entstehung und Entwicklung des Spaltwirbels sind in Kang u. Hirsch (1993) Schrapp (2009), Schrapp u. a. (2008), Schrapp u. a. (2009) und Inoue u. a. (1998) zu finden. Eine umfangreiche Untersuchung zur Topologie und Entstehung von Blattspitzenwirbeln und ihrem Einfluss auf die Stabilitätsgrenze wurde von Hofmann (2006) durchgeführt.

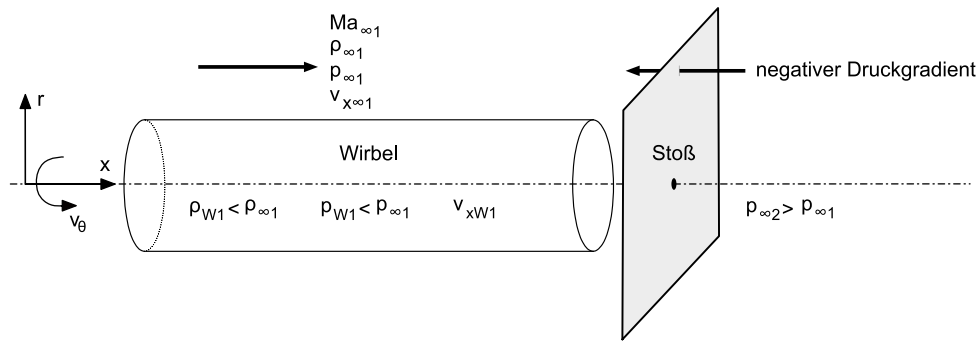


Abbildung 2.7: Schema der Interaktion zwischen Wirbel und Normalstoß, nach Mahesh (1996).

2.2.3 Stoß-Wirbel-Interaktion und Aufplatzen des Spaltwirbels

Trifft der Spaltwirbel auf einen Verdichtungsstoß, kommt es durch den starken Druckgradienten zu einer Interaktion zwischen Wirbel und Stoß, die in ihrer Intensität stark variieren kann [Sakuma u. a. (2013, 2014)]. Eine schwache Interaktion bewirkt lediglich eine geringfügige Störung des Wirbels. Bei einer starken Interaktion kommt es zum Wirbelaufplatzen mit deutlichen Auswirkungen auf das Strömungsbild.

Ein Modell zur Vorhersage des Zusammenbruchs eines schlanken ($\mathcal{O}(d/l) \ll 1$) Wirbels beim Durchqueren eines Verdichtungsstoßes kann aus der axialen Impulsbilanz des Wirbelkerns mit der Forderung eines Staupunktes auf der Wirbelachse abgeleitet werden [Mahesh (1996); Thomer u. a. (2000)] (Abb. 2.7):

$$p_{W1} + \rho_{W1} v_{xW1}^2 \geq p_{\infty 2} \quad (2.16)$$

Wird diese Bedingung verletzt, so übersteigt der durch den Stoß hervorgerufene Druckanstieg $p_{\infty 2} - p_{W1}$ den axialen Impulsstrom $\rho_{W1} v_{xW1}^2$. Der Impuls des Wirbels genügt nicht den Druckanstieg zu überwinden. Es bildet sich ein Staupunkt auf oder nahe der Wirbelachse aus, was den Zusammenbruch des Wirbels initiiert.

Für gleichförmige Axialströmungen kann Gl. 2.16 mit den Rankine-Hugoniot-Gleichungen weiter umgeformt werden, um einen Zusammenhang zwischen der kritischen Zirkulation Γ_{krit} , ab der ein Zusammenbruch droht, und der Vorstoß-Mach-Zahl M_1 zu erhalten. Durch das Heranziehen eines Wirbelmodells lässt sich Γ_{krit} durch das Drallverhältnis des Wirbels γ (Gl. 2.15) ausdrücken, wie von Mahesh (1996) für einen Rankine-Wirbel und Thomer u. a. (2000, 2005) für einen Burgers-Wirbel gezeigt.

Aus diesen Betrachtungen werden die wesentlichen Einflussparameter auf die Stoß-Wirbel-Interaktion ersichtlich. Für eine hohe Vorstoß-Mach-Zahl Ma_1 der freien Strömung sowie ein großes Drallverhältnis des Wirbels γ (Gl. 2.15) wird ein Wirbelaufplatzen wahrscheinlicher (Abb. 2.8).

Übertragen auf einen Verdichter bedeutet dies einen großen Einfluss der Ringraumkontur auf das Wirbelaufplatzen, da die Kontur den axialen Druckgradienten und die axiale Geschwindigkeitskomponente beeinflusst. Ein Ringraum mit in axialer Richtung konstantem oder gar steigendem Gehäuseradius wirkt sich negativ auf die Stabilität des Spaltwirbels aus. Dies gilt nicht für Radialverdichter, da diese eine Beschleunigung der Strömung entlang des Gehäuses erfahren, weshalb sich üblicherweise kein Wirbelzusammenbruch nachweisen lässt [Schlechtriem u. Lötzerich (1997)]. Basierend auf dem Rankine-Wirbel entwickelten Darmofal u. a. (2001) eine quasi-eindimensionale Beschreibung eines Wirbels unter Einfluss eines Druckgradienten und einer sich än-

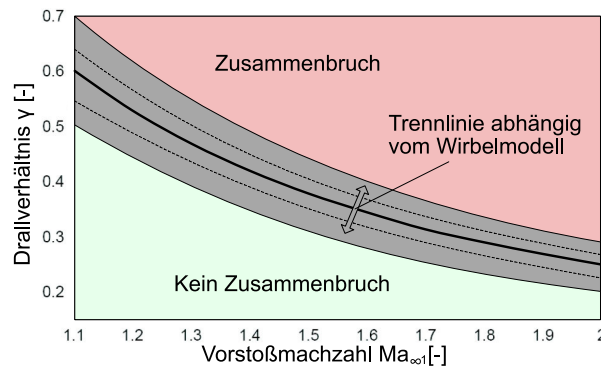


Abbildung 2.8: Kritische Geschwindigkeitsverhältnisse beim Wirbelaufplatzen, basierend auf Thomer u. a. (2005)

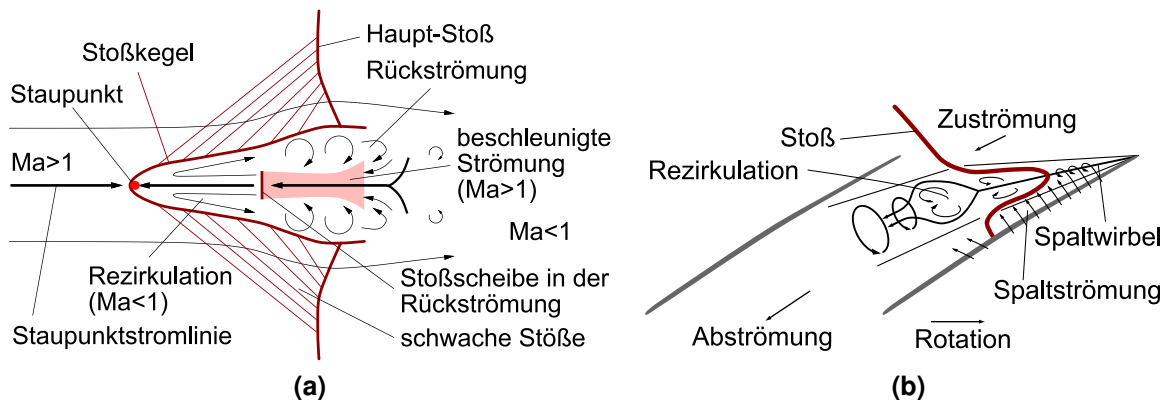


Abbildung 2.9: Starker Wirbelzusammenbruch: (a) schematisch, basierend auf Thomer u. a. (2001) und (b) schematisch in einem transsonischen Axialrotor, basierend auf Hofmann (2006).

dernden, den Wirbel umschließenden Geometrie. Ihr Modell beinhaltet damit die wesentlichen Randbedingungen, unter denen sich der Spaltwirbel in einem Axialverdichter ausbreitet.

Im Auslegungspunkt kann der Kernwirbel den Stoß meist trotz des induzierten statischen Druckanstiegs nahezu ohne Querschnittsaufweitung passieren [Suder u. Celestina (1996), Hoeger u. a. (1999), Hah u. a. (2008)]. Der Einfluss auf die umliegende Strömung bleibt gering. Bei höheren Belastungszuständen steigt die Wahrscheinlichkeit eines Aufplatzens des Spaltwirbels. Ab welchem Belastungszustand der Wirbel aufplatzt, hängt vom Verdichter ab.

In Abbildung 2.9a ist das Aufplatzen eines Wirbels dargestellt. Bei der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion bildet sich eine Stoßblase, auch Stoßkegel genannt, und ein lokaler Staupunkt, was zu einer deutlichen Aufweitung des Wirbelkerns und dem Entstehen von stromab gelegenen Rezirkulationsgebieten führt [Puterbaugh u. Brendel (1997), Thomer u. a. (2001), Klaas u. Schröder (2005)]. Abbildung 2.9b zeigt schematisch und Abb. 2.10 anhand von Simulationsergebnissen, welches Ausmaß die Wirbelaufweitung in einer Verdichterpassage erlangen kann. In welchem Maß die Hauptströmung beeinflusst wird zeigt Abb. 2.11. Neben dem Einfluss in Umfangsrichtung bewirkt die Interaktion von Spaltwirbel und Passagenstoß auch eine deutliche Ausweitung des Einflussgebiets der Spaltströmung in radialer Richtung [Suder u. Celestina (1996)].

Grundsätzlich lässt sich die Stoß-Wirbel-Interaktion gut mit CFD-Verfahren simulieren [Jennions u. Turner (1992)]. Die numerischen Ergebnisse stimmen dabei gut mit ex-

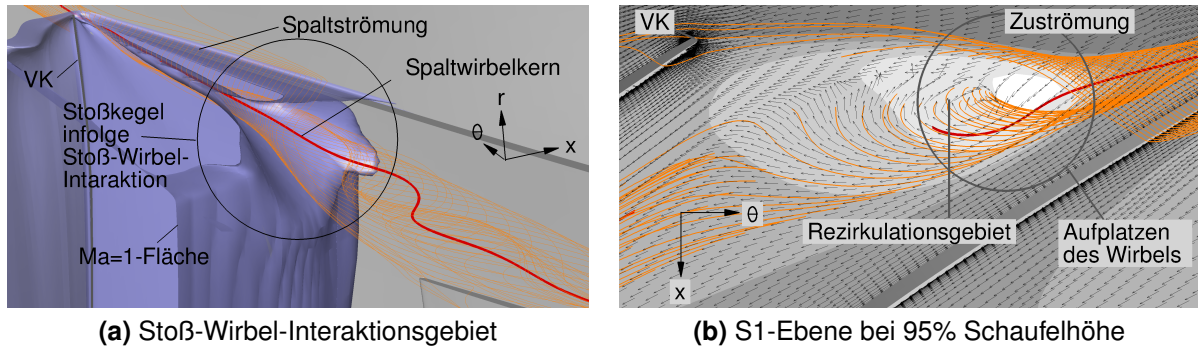


Abbildung 2.10: Starke Stoß-Wirbel-Interaktion mit Ausbildung eines Stoßkegels (blaue Ma=1-Isoflächen) infolgedessen der Wirbelkern (rot) aufplatzt und ein Rückströmgebiet entsteht. Pumpgrenznaher Betriebspunkt. NSRig250.

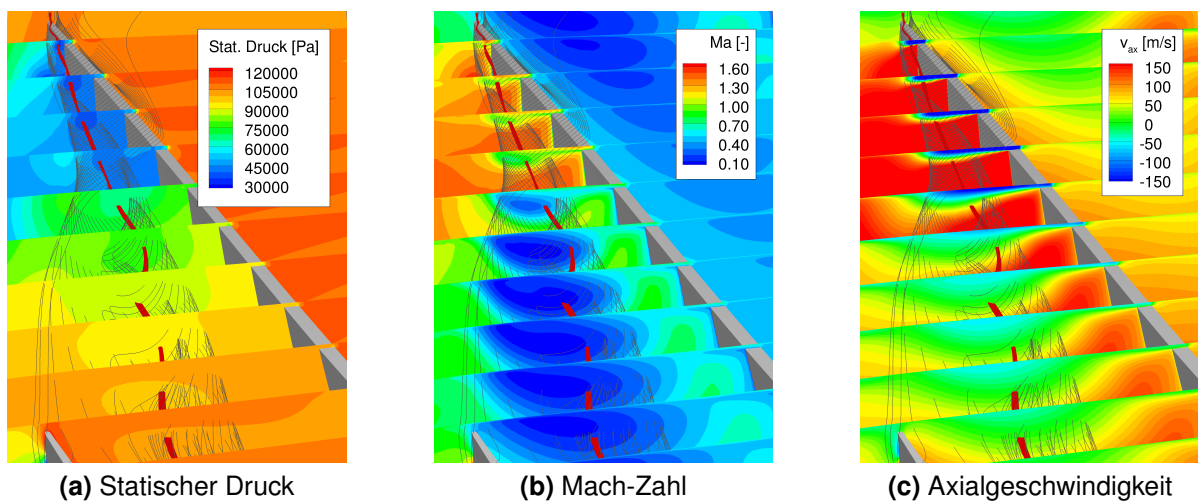


Abbildung 2.11: Beeinflussung des Strömungsfeldes durch den Spaltwirbel und dessen Interaktion mit dem Stoß in einem pumpgrenznahen Betriebspunkt. NSRig250.

perimentellen Laser-Messverfahren überein [Suder u. Celestina (1996), Fritsch u. a. (1997)].

Das Aufplatzen des Wirbels kann die Strömungssituation im Schaufelspitzenbereich drastisch verschlechtern und die Stabilität des Verdichters deutlich beeinträchtigen [Adamczyk u. a. (1993)]. Maßgeblich dafür ist der beim Aufplatzen des Wirbels erheblich anwachsende Bereich niederenergetischen Fluids im Umfeld des Wirbels, der als „Blockage“ bezeichnet wird.

2.2.4 Blockage

Unter Blockage wird eine Reduktion der effektiven Strömungsquerschnittsfläche A_{eff} gegenüber der der geometrischen A_{geo} verstanden [Suder (1998)], so dass stets gilt:

$$A_{eff} \leq A_{geo} \quad (2.17)$$

Hervorgerufen wird Blockage durch ein Gebiet niederenergetischer Strömung, das die Hauptströmung behindert. Als Flächenmaß dient die blockierte Fläche $A_b = A_{geo} - A_{eff}$.

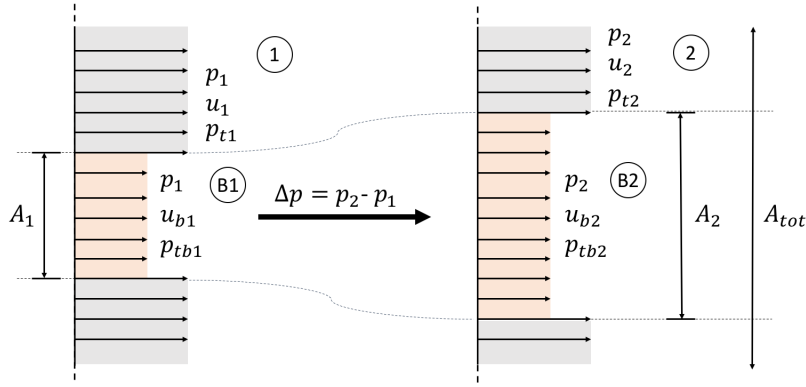


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung eindimensionaler Blockage nach Khalid u. a. (1999)

Für die Blockage lässt sich schreiben:

$$B = 1 - \frac{A_{eff}}{A_{geo}} = \frac{A_b}{A_{geo}} \quad (2.18)$$

Der größte Teil der Blockage in einer Rotorpassage tritt im Zusammenhang mit der Spaltströmung im Gehäusebereich auf und nimmt mit zunehmender Schaufelbelastung zu [Khalid (1995), Suder (1998)]. Einen Hauptgrund stellt die in Kap. 2.2.3 beschriebene Interaktion von Spalt- und Hauptströmung, insbesondere die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion, dar.

Blockage ist relevant, da die effektive Strömungsfläche die Drucksteigerung bestimmt und die mit der Spaltströmung assoziierte Blockage einen starken Einfluss auf den Arbeitsbereich haben kann [Adamczyk u. a. (1993), Tan (2006)]. Darüber hinaus findet durch Blockage eine Massenstromumverteilung statt. Blockage im Schaufelspitzenbereich, die mitunter bis zu 15% in radialer Richtung reichen kann, führt zu einer Erhöhung der Meridionalgeschwindigkeit im unverblochten Teil des Strömungskanals.

Das Ausmaß der Blockage kann mit Hilfe von Modellen nicht akkurat vorhergesagt werden. Es sind komplexe 3D-Strömungssimulationen oder experimentelle Untersuchungen erforderlich. Selbst dann ist die Quantifizierung nicht trivial. Horlock (2000) vergleicht verschiedene Ansätze. Eine häufig zitierte Methode wurde von Khalid (1995), in Analogie zur Verdrängungsdicke aus der Grenzschichttheorie [Schlichting u. a. (2006)], für die dreidimensionale Verdichterströmung entwickelt. Demnach ist

$$A_b \equiv \iint \left(1 - \frac{\rho v_m}{\rho_e V_e} \right) dA, \quad (2.19)$$

wobei v_m die Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Hauptströmung und V_e die Strömungsgeschwindigkeit an der Stelle auf dem Rand des Blockagegebiets darstellt, die den geringsten Abstand zum jeweils betrachteten Punkt aufweist. Zur Anwendung der Methode ist die Definition des Randes des Blockagegebiets notwendig, was deutlich komplexer ist, als bei einer zweidimensionalen Grenzschichtströmung. Hierzu wird $\nabla(\rho v_m)$ für die Geschwindigkeitskomponenten in der Auswerteebene berechnet und ein geeigneter Grenzwert gewählt.

Unter Einfluss eines positiven Druckgradienten, wie er in einem Verdichter auftritt, wächst die Ausdehnung eines Blockagegebiets. Khalid u. a. (1999) leiten unter An-

nahme einer quasi-eindimensionalen inkompressiblen reibungsfreien Strömung einen Zusammenhang zwischen einer initialen Geschwindigkeitsstörung u_{b1} der Ausdehnung A_1 und der Blockage $A_{b2} := \left(1 - \frac{u_{b2}}{u_2}\right) \cdot A_2$ nach einem Druckanstieg Δp her (siehe Abb. 2.12):

$$\frac{A_{b2}}{A_1} = \sqrt{1 - c_{p,tot}} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - (c_p - c_{p,tot})}} - \frac{1}{\sqrt{1 - c_p}} \right), \quad (2.20)$$

Dabei sind $c_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u_1^2}$, ein statischer Drucksteigerungskoeffizient und $c_{p,tot} = \frac{p_{tb2} - p_{t2}}{\frac{1}{2}\rho u_1^2}$ ein Totaldruckkoeffizient in Ebene 2, gebildet zwischen ungestörter Hauptströmung und Blockagegebiet. Aus einer Grenzwertbetrachtung von Gl. 2.20 geht hervor, dass A_{b2}/A_1 exponentiell steigt, wenn $(c_p - c_{p,tot})$ gegen 1 strebt. Khalid u. a. (1999) weisen experimentell und numerisch nach, dass sich das Anwachsen der Blockage mit diesem Term, von ihnen Belastungsparameter genannt, sehr gut erfassen lässt.

Ein wesentlicher Vorteil der Beschreibung des Blockageanstiegs in Abhängigkeit des Belastungsparameters in Form von Gl. 2.20 ist die näherungsweise Unabhängigkeit vom statischen Druckkoeffizienten c_p . Anschaulich kommt es zu einem exponentiellen Anstieg der Blockage, wenn der dynamische Druck einer anfänglichen Störung $\textcircled{B1}$ die gleiche Größenordnung aufweist, wie der zu überwindende Druckanstieg Δp . Dies erleichtert es, unterschiedliche Betriebspunkte mit abweichenden statischen Druckkoeffizienten zu vergleichen. So können Geometrieparameter variiert und deren Einfluss auf die Blockage untersucht werden. Khalid (1995) und Khalsa (1996) führen dies für unterschiedliche Verdichterparameter durch, Robens (2015) untersucht verschiedene CT-Modifikationen.

Mit der Bernoulli-Gleichung folgt, unter Annahme inkompressibler Strömung,

$$(c_p - c_{p,tot}) = \left(1 - \frac{u_{b2}^2}{u_1^2}\right) \quad (2.21)$$

und somit, dass das Blockagegebiet drastisch an Größe gewinnt, wenn die Geschwindigkeitsstörung u_{b2} gegen Null geht. Für kleine Werte von u_{b1}/u_1 führen bereits geringe Druckanstiege Δp zu einem starken Anwachsen des Blockagegebiets.

Bei hohen Staffelungswinkeln kann der Spaltwirbelkern stromauf gerichtete Geschwindigkeitskomponenten induzieren und dadurch zur Ausbildung eines Gebietes negativer Strömung in Gehäusenähe führen [Fritsch u. a. (1997)]. Hoeger u. a. (1999) quantifizieren die dadurch hervorgerufene Blockage und können so im Umfangsmittel die Gesamtblockage in einen vom Gehäuse hervorgerufenen Teil (für einen hypothetischen Fall ohne Spalt und stoßbedingter Ablösung) und einen zweiten Teil, bedingt durch Spaltwirbel und Strömungsablösung, separieren. Basierend auf Staffelungswinkel, Eintrittsmachzahl, Spalthöhe und Schaufelbelastung in Form des Diffusionsfaktors entwickeln Hoeger u. a. (2000) eine Korrelation für die zusätzliche Blockage durch die Spaltströmung.

2.2.5 Veränderung der Spaltströmung und des Spaltwirbels beim Annähern an die Stabilitätsgrenze

Beim Androsseln eines Verdichters und steigendem Druckaufbau über die Rotorreihe steigt auch der Druckunterschied von Druck- zu Saugseite an der Rotorschaukelspitze nahe der Vorderkante (Abb. 2.13 und 2.14a). Der Spaltmassenstrom im vorderen Be-

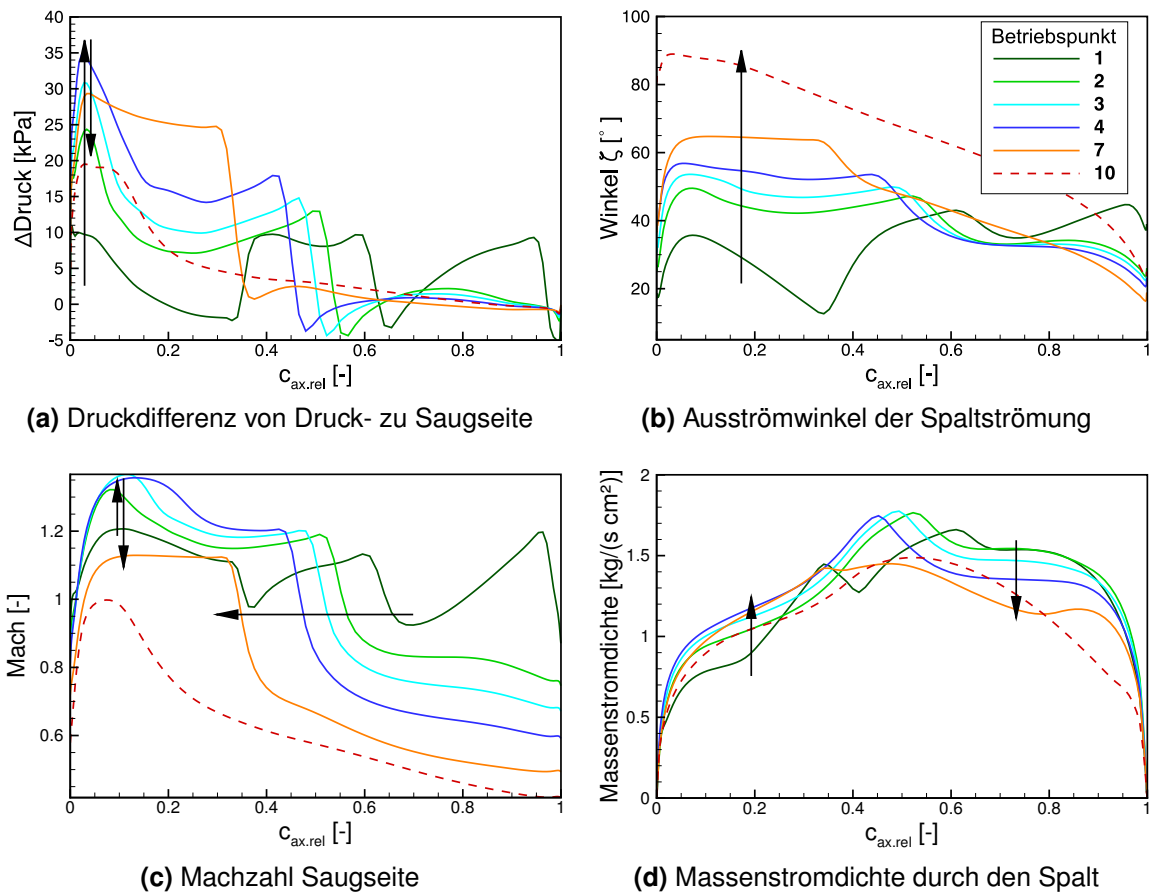


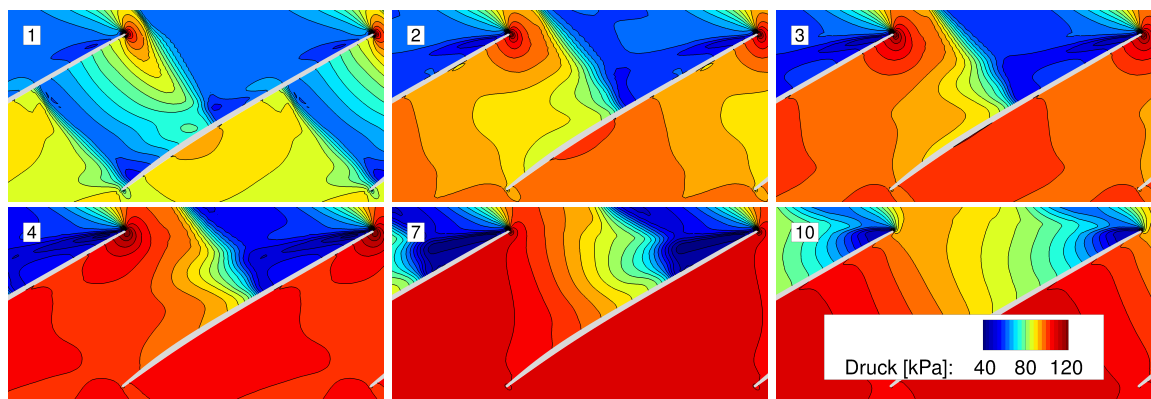
Abbildung 2.13: Veränderung der Spaltströmung beim Androsseln. Auswertung in der Spaltmitte zwischen Rotor und Gehäuse (a-c) bzw. über eine Fläche zwischen Rotor und Gehäuse entlang der Sehne (d). NSRig250. Betriebszustände entsprechend Abb. 2.15.

reich nimmt zu. Gleichzeitig sinkt der Massenstrom durch die Passage, wodurch die Inzidenz steigt und das Impulsverhältnis von Spalt- zu Hauptströmung anwächst. Dies bewirkt eine Zunahme des Austrittswinkels ζ der Spaltströmung sowie eine größere Scherschicht zwischen Spalt- und Hauptströmung. Der Spaltwirbel wächst an.

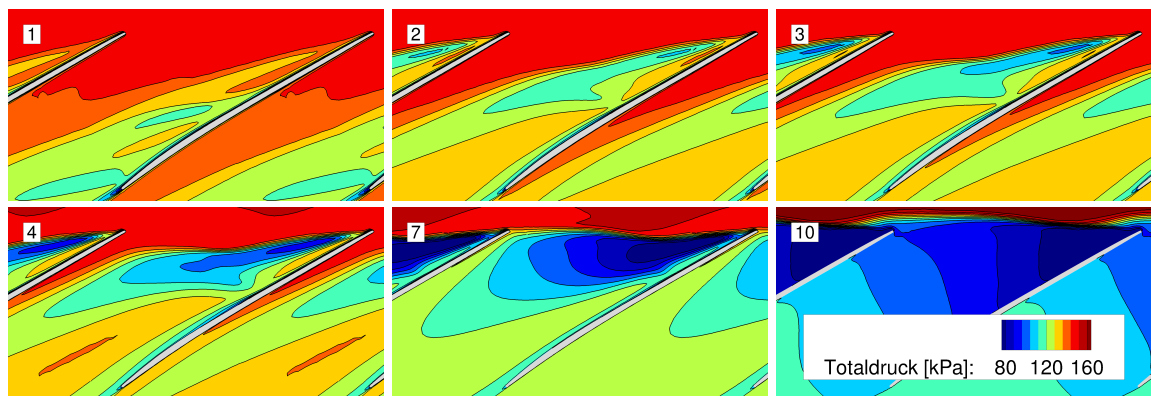
Bei subsonischen Verdichtern steigt der Winkel α zwischen Spaltwirbel und Schaufel deutlich an. Dies kann soweit führen, dass Spaltwirbelmaterial vor der Vorderkante der nachfolgenden Schaufel in die benachbarte Passage strömt (im Englischen als "leading edge spillage" oder "spill forward" bezeichnet) [Hoying u. a. (1998)].

Bei transsonischen Verdichtern ändert sich der Austrittswinkel α des Spaltwirbels weniger. In Abb. 2.15 ist der Spaltwirbelkern für verschiedene Drosselzustände des transsonischen Rotors 1 vom Rig250 dargestellt. Beim Annähern an die Pumpgrenze ist nur eine geringfügige Änderung des Austrittswinkels α erkennbar. Bedingt durch die Stoß-Wirbel-Interaktion kann dennoch spillage auftreten (Abb. 2.15).

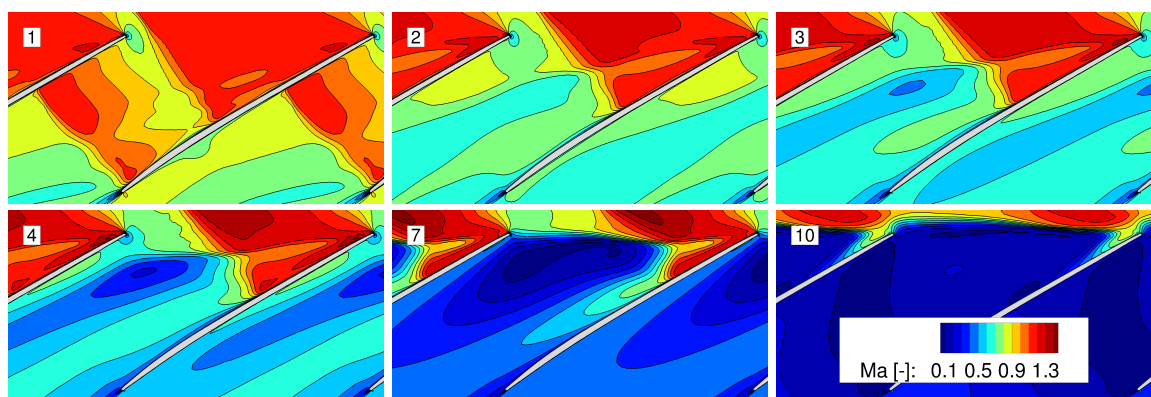
Der Stoß wandert bei steigendem Gegendruck stromauf und steigt in seiner Intensität. Es kommt zum Aufplatzen des Spaltwirbels, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben. Hierdurch wächst das Blockagegebiet im Gehäusebereich zunehmend an (Abb. 2.14c). Der Grund, weshalb ein aufplatzender Spaltwirbel nicht direkt zu einem Zusammenbruch der Passagenströmung und unbegrenztem Anstieg der Blockage führt, ist ein Gleichgewichtszustand, der sich mit der die Blockage umschließenden Strömung einstellt [Schlechtriem u. Lötzerich (1997)]. Tritt Blockage auf, reduziert sich die effek-



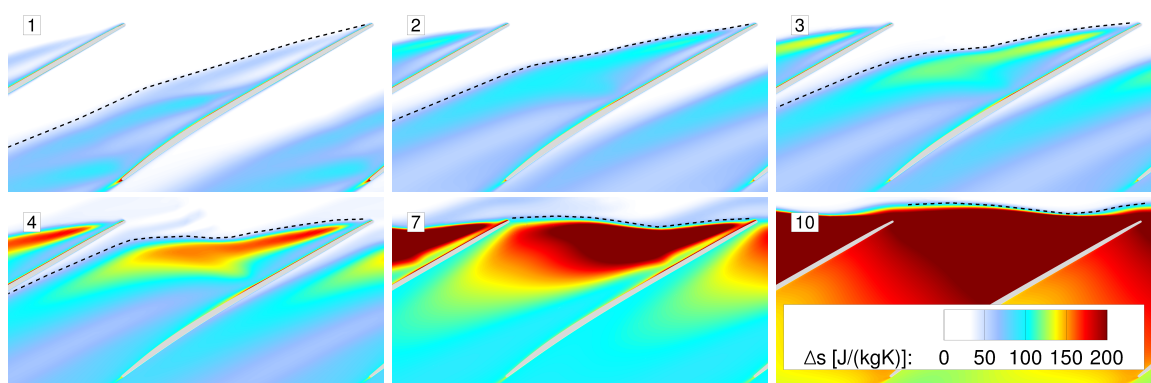
(a) Druck



(b) Relativer Totaldruck



(c) Mach-Zahl



(d) Entropieanstieg. Hervorhebung der Interaktionslinie zwischen Spaltströmung und Zuströmung

Abbildung 2.14: Veränderung der Strömungstopologie nahe der Rotorspitze beim Androsseln. Betriebspunkte 1,2,3,4,7 und 10 entsprechend Abb. 2.15.

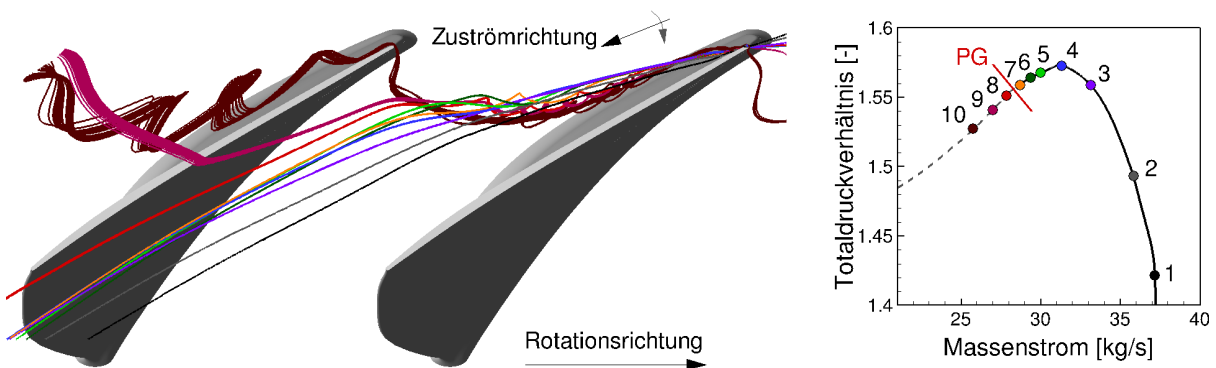


Abbildung 2.15: Veränderung des Spaltwirbelkerns von Rotor 1 des Rig250 beim Androsseln auf der 90% Drehzahllinie. Das Rechenmodell umfasst die erste Stufe inklusive IGV. Betriebspunkte hinter der numerischen Pumpgrenze konvergieren nicht. NSRig250.

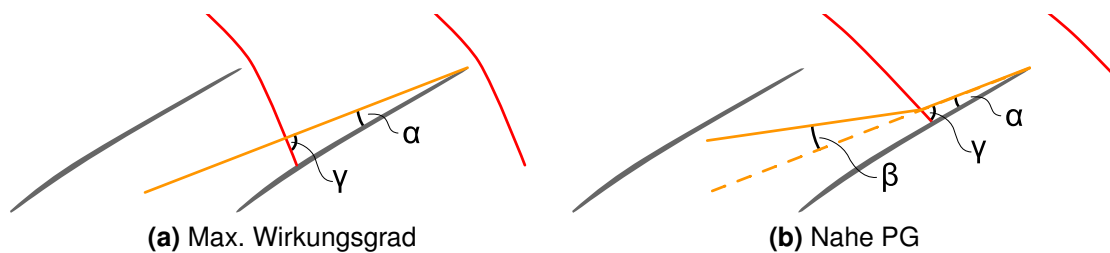


Abbildung 2.16: Änderung des Interaktionswinkels zwischen Spaltwirbel und Stoß beim Androsseln und Umlenkung der Strömung über den Stoß. Schematisch, ohne Berücksichtigung der Sekundärströmung. Eigene Darstellung, ausgehend von Bergner (2006).

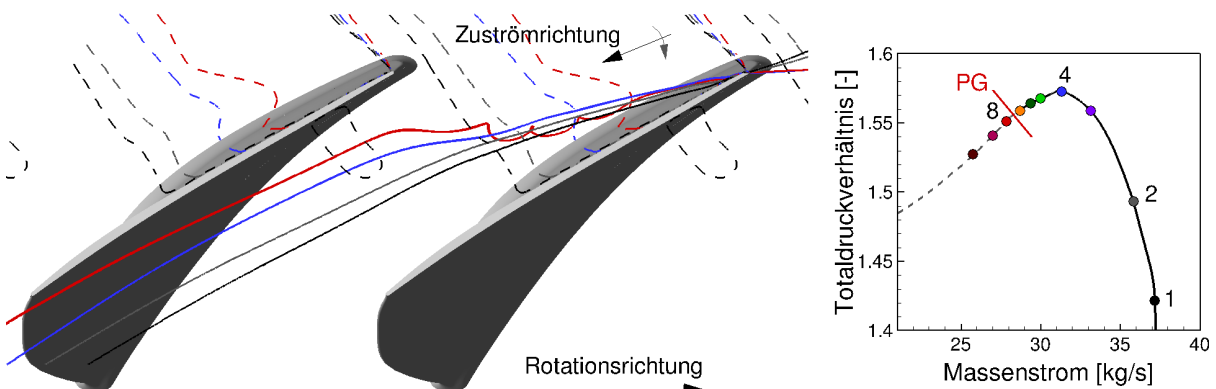


Abbildung 2.17: Veränderung des Spaltwirbelkerns und der Stoßposition (visualisiert durch $Ma=1$ -Linien, gestrichelt) von Rotor 1 des Rig250 beim Androsseln auf der 90% Drehzahllinie. Das Rechenmodell umfasst die erste Stufe inklusive IGV. Betriebspunkte hinter der numerischen Pumpgrenze konvergieren nicht. NSRig250.

tive Strömungsfläche und die die Blockage umschließende Strömung beschleunigt sich. Dadurch wird einer Reduktion der Axialgeschwindigkeitskomponente und Steigerung der Inzidenz im unverblochten Teil entgegengewirkt. Das niederenergetische Fluid des Blockagegebiets wird von der umliegenden Strömung durch Diffusions- und Mischungsprozesse kontinuierlich energetisiert und abtransportiert. Dies verhindert ein ungebremstes Anwachsen des Blockagegebiets, solange sich der Verdichter im stabilen Betrieb befindet.

Die Veränderung der Zuströmbedingungen und Stoßposition sowie -winkel führt zu einer vom Drosselzustand abhängigen Umlenkung der Strömung über den Stoß [Bergner (2006)]. Der Umlenkwinkel β hängt vom Stoßwinkel γ sowie der Vorstoß-Mach-Zahl ab und liegt bei einer Vorstoß-Mach-Zahl von 1,4 bei maximal ca. 10° . Abb. 2.16 zeigt vereinfacht die Auswirkungen auf den Verlauf der Spaltwirbeltrajektorie. Die tatsächliche Strömung ist aufgrund der Ausbildung eines Stoßkegels und dem Aufplatzen des Wirbels komplexer, wie Abb. 2.17 anhand numerischer Simulationen verdeutlicht. Erkennbar ist die Spaltwirbeltrajektorie für verschiedene Betriebspunkte. Zudem ist der Stoß nahe der Schaufelspitze mit Hilfe von $Ma=1$ -Linien angedeutet.

Der reduzierte axiale Impuls der Zuströmung, die steigende Blockage sowie ein zunehmender negativer Impuls der Spaltströmung beim Androsseln verschieben die Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung (erkennbar bspw. an einem starken Entropieanstieg [Hoying u. a. (1998)], Abb. 2.14d) stromauf [Bennington u. a. (2010)]. Die Wandschubspannungen in axialer Richtung entlang dieser Linie sind Null, da sich die Axialgeschwindigkeitskomponenten der aufeinandertreffenden Strömungen aufheben. Spaltströmungsfluid kann so die nachfolgende Schaufel nahe der Vorderkante mit einem negativen axialen Impuls erreichen, so dass spillage auftritt (Abb. 2.6 und 2.15). Durch den weiter stromauf liegenden Stoß sowie das zunehmend ausgedehnte Blockagegebiet steigt beim Androsseln ebenfalls die Wahrscheinlichkeit für double leakage.

Beim Betrachten einer Druck-Charakteristik lässt sich nahe der Stabilitätsgrenze häufig ein Überschreiten des Druckmaximums bei sinkendem Massenstrom erkennen. Erklären lässt sich dies durch eine Reduktion der effektiven Strömungsfläche, hervorgerufen durch eine steigende Blockage sowie eine reduzierte Umlenkung [Khalid u. a. (1999)]. Die reduzierte Umlenkung ist eine direkte Folge der Blockage im Schaufelspitzenbereich und führt zu einer reduzierten Arbeitsumsetzung an der Schaufelspitze.

2.2.6 Einflussfaktoren auf die gehäusenaher Strömung

Ein Einsatz von CTs zielt auf die Beeinflussung der gehäusenahen Strömung. Grundsätzliche geometrische und aerodynamische Einflussfaktoren werden an dieser Stelle aus den bisherigen Betrachtungen zusammengefasst und um weitere ergänzt:

Spalthöhe: Mit geringerer Spalthöhe sinkt der Spaltmassenstrom und im Bereich der technisch realisierbaren Spaltmaße nimmt die Blockage ab [Khalid u. a. (1999), Hoeger u. a. (1999)] (vgl. Kap. 2.2.1 bis 2.2.4).

Staffelungswinkel: Mit steigendem Staffelungswinkel und einer Reduktion der axialen Sehnenlänge sinkt der Spaltmassenstrom und es findet eine Reduktion der Blockage statt [Khalid u. a. (1999)]. Für sehr große Staffelungswinkel nimmt jedoch die durch die Spaltströmung hervorgerufene negative axiale Geschwindigkeitskomponente zu und die Blockage steigt [Hoeger u. a. (2000)].

Teilung: Eine niedrigere Teilung bewirkt eine Reduktion der Schaufelbelastung. Gleichzeitig begünstigt ein geringerer Schaufelabstand jedoch double-leakage.

Sehnenlänge: Eine größere Sehnenlänge bewirkt ebenfalls eine Reduktion der Belastung. Aufgrund von massiveren Scheiben, die bei einer Erhöhung der Sehnenlänge notwendig werden und einem dadurch bedingt trägeren thermischen Verhalten, müssen die Radialspalte möglicherweise erhöht werden.

Vorwärtspfeilung: Die Stoßposition am Schaufelspitzenprofil wandert stromab, wodurch der Stabilitätsbereich erweitert wird. Hierdurch lässt sich die Mach-Zahl vor dem Passagenstoß absenken und Stoßverluste reduzieren [Hah u. a. (1998)].

Gehäusekontraktion: Eine Gehäusekontraktion über dem Rotor bewirkt eine Entlastung der Strömung und eine Reduktion der Vorstoß-Mach-Zahl [Broichhausen u. Ziegler (2005)].

Einlaufgrenzschicht: Der Totaldruck der austretenden Spaltströmung wird von der Gehäusegrenzschicht beeinflusst. Mit zunehmender Grenzschichtdicke steigt bei unveränderter Schaufelbelastung die Blockage an [Khalid u. a. (1999)]. Zur Stabilitätsgrenze dickt die Gehäusegrenzschicht auf und ihr Einflussbereich in radialer Richtung steigt.

Profildruckverteilung: Storer u. Cumpsty (1991) sowie Khalid u. a. (1999) erwarten einen merkbaren positiven Effekt auf die Pumpgrenze für Rotorentwürfe, die bei gleichem Druckaufbau die Schaufelspitzenprofile deutlich entlasten.

Schaufelbelastung im Blattspitzenbereich: Eine steigende Schaufelbelastung, beispielsweise durch Androsseln, bedeutet einen steigenden Druckunterschied von Druck- zu Saugseite. Dies treibt den Spaltmassenstrom an, wodurch der Spaltwirbel anwächst und sich weiter von der Saugseite entfernt, was zu einem Anstieg an Blockage führt [Storer u. Cumpsty (1991), Khalsa (1996) und Khalid u. a. (1999)]. Eine Rotorauslegung mit reduzierter Schaufelspitzenbelastung kann die Blockage deutlich reduzieren, insbesondere für größere Staffelungswinkel [Khalsa (1996)].

Vorstoß-Mach-Zahl und Stoßstärke: Wie in Kap. 2.2.3 erörtert, führt ein stärkerer Stoß zu einer stärkeren Stoß-Wirbel-Interaktion und einer erhöhten Blockage [Puterbaugh u. Brendel (1997)]. Dies ist insbesondere beim Androsseln (Kap. 2.2.5) der Fall.

Aus dieser Übersicht wird die Komplexität der Einflüsse auf die gehäusenaher Strömung deutlich. Die unabhängige Betrachtung verschiedener geometrischer Gestaltungsmöglichkeiten zur Beeinflussung der Strömungseffekte und deren Auswirkungen auf das Verdichterverhalten ist nur begrenzt möglich. Eine Beeinflussung der Strömung mit dem Ziel der Pumpgrenzerweiterung durch den Entwurf eines CTs, stellt daher eine hohe Herausforderung dar, wenn zugleich Schaufel- und Gehäusegeometrie verändert werden. Eine solche Vorgehensweise ist dennoch anzustreben, da nur so die vielfältigen und oft gegenläufigen Effekte berücksichtigt werden können, um ein für die Verdichteraufgabe optimales Ergebnis zu erzielen oder auch physikalische Grenzen aufzuzeigen.

2.3 Stabilitätskritische Mechanismen und instabile Betriebszustände

In der Nähe der Stabilitätsgrenze beginnt die Strömung instabil zu werden. Es treten Ablösungen auf, die zu einer deutlichen Beeinträchtigung des Betriebs führen. Im Folgenden werden die stabilitätskritischen Phänomene, die vor Erreichen der Stabilitätsgrenze auftreten, genauer erläutert. Auf diese Phänomene soll durch CTs Einfluss genommen werden, um die Stabilitätsgrenze zu erweitern.

Im Anhang finden sich ergänzende Informationen zu unkritischen Instabilitäten (Anh. B.2) sowie den Vorgängen beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze und dem Auftreten von Verdichterpumpen (Anh. B.3). Für die Auslegung von CTs ist vor allem die Beurteilung der Lage der Stabilitätsgrenze wichtig sowie die Mechanismen, die diese beeinflussen und weniger die Effekte nach deren Überschreiten.

2.3.1 Rotierende Ablösungen

Mit zunehmender Belastung und steigender positiver Inzidenz wird ein Strömungsabriss an den Schaufeln wahrscheinlicher. Dieser Vorgang setzt nicht an allen Schaufeln einer Reihe gleichzeitig ein, sondern tritt in Form einer oder mehrerer umlaufender Ablösezellen mit einer Breite von bis zu einigen Teilungen auf. Wo genau die Zellen zuerst auftreten, hängt von geringfügigen Unterschieden in den Geometrien, Ungleichförmigkeiten der Zuströmung und stromauf wirkenden Störungen ab. Man spricht von rotierender Ablösung (engl.: rotating stall) [Huppert (1952)]. Ein umfassender Überblick der Eigenschaften und Auswirkungen von rotierenden Ablösungen findet sich in Schäffler (1979), Day (2006a) und Bräunling (2009).

Im Falle eines subsonischen Verdichters kann die Entstehung von rotierenden Ablösungen mit der Überschreitung einer kritischen Inzidenz erklärt werden [Emmons u. a. (1955)]. Tritt an einer oder mehreren benachbarten Schaufeln ein Strömungsabriss auf, so kann die Strömung nicht mehr ungehindert in die Schaufelpassage einströmen und weicht in die angrenzenden Passagen aus. Die Inzidenz der nachlaufenden Schaufel steigt dadurch und die Strömung löst ab. Gleichzeitig tritt bei subsonischen Verdichtern in der vorauslaufenden Schaufelpassage eine Reduktion der Inzidenz auf, wodurch es zu einer Stabilisierung der Strömung kommt.

Bei transsonischen Verdichtern kann sich die Information der Verblockung nicht stromauf über den Stoß zur vorauslaufenden Passage ausbreiten. Ein Mechanismus der Entlastung des vorauslaufenden Rotors ist daher nicht offensichtlich (Abb. 2.18).

Im Rotorrelativsystem kommt es zu einer Bewegung der Ablösezelle entgegen der Rotationsrichtung des Rotors, deren Absolutgeschwindigkeit kleiner ist als die Rotorgeschwindigkeit (Abb. 2.18). Mit zunehmender Drosselung wird die Umlaufgeschwindigkeit der Ablösezellen im Relativsystem geringer [Kameier (1994)].

Die Umlaufgeschwindigkeit hängt zudem davon ab, ob es sich um „sanftes Abreißen“ oder „abruptes Abreißen“ handelt. Diese beiden Formen des rotierenden Ablösens unterscheiden sich vor allem in der radialen Ausdehnung der Stallzellen (siehe Abb. 2.19), weshalb sie im Englischen auch als „part span (progressive) rotating stall“ und „full span rotating stall“ bezeichnet werden [Cumpsty (2004)]. Das sanfte Abreißen kann auf einige Stufen eines mehrstufigen Verdichters begrenzt sein, vornehmlich die Vorderen. Dabei treten mehrere kleinere Ablösezellen auf, die mit 40% bis 85% der

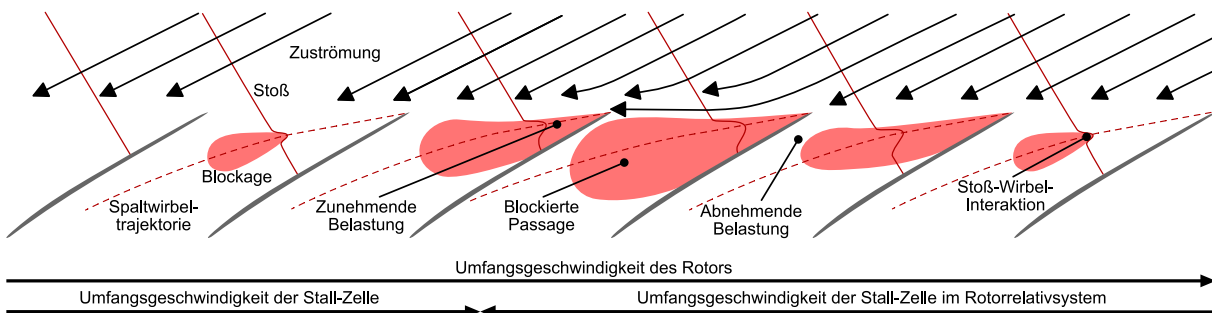


Abbildung 2.18: Entstehung und Bewegungsrichtung einer rotierenden Ablösezone; Eigene Darstellung, angelehnt an Peters (2004) und Grieb (2009).

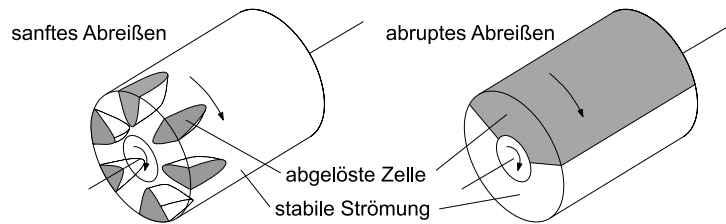


Abbildung 2.19: Stagnierende Strömungsfelder bei rotierendem Abreißen in mehrstufigen Verdichtern; basierend auf Grieb (2009).

Rotorumfangsgeschwindigkeit umlaufen [Day (2006a), Grieb (2009)]. Bei abruptem Abreißen handelt es sich hingegen fast immer um eine einzelne Stallzelle, die sich über die gesamte Kanalhöhe und durch den gesamten Verdichter erstreckt. Sie rotiert mit lediglich 20% bis 40% der Rotorumfangsgeschwindigkeit. In den meisten Hochdruckverdichtern tritt abruptes Abreißen auf, insbesondere bei Schaufeln mit geringer Streckung. Tritt sanftes Abreißen auf, so kann dieses bei zunehmender Drosselung in abruptes Abreißen übergehen (siehe Abb. 2.20). Der Abfall des Totaldruckverhältnisses ist bei abruptem Abreißen deutlich ausgeprägter [Day (2006a)].

Im abgelösten Teil der Strömung wird nur noch eine geringe Leistung übertragen und fast kein Beitrag mehr zu Druckaufbau und Massendurchsatz geleistet. Infolge der Strömungsblockage durch die Ablösezone fördert der übrige nicht abgelöste Verdichtersektor einen größeren Massenstrom und ist daher nicht ablösegefährdet. Dadurch arbeitet der Verdichter bei rotierender Ablösung in einem quasi-stabilen Arbeits-

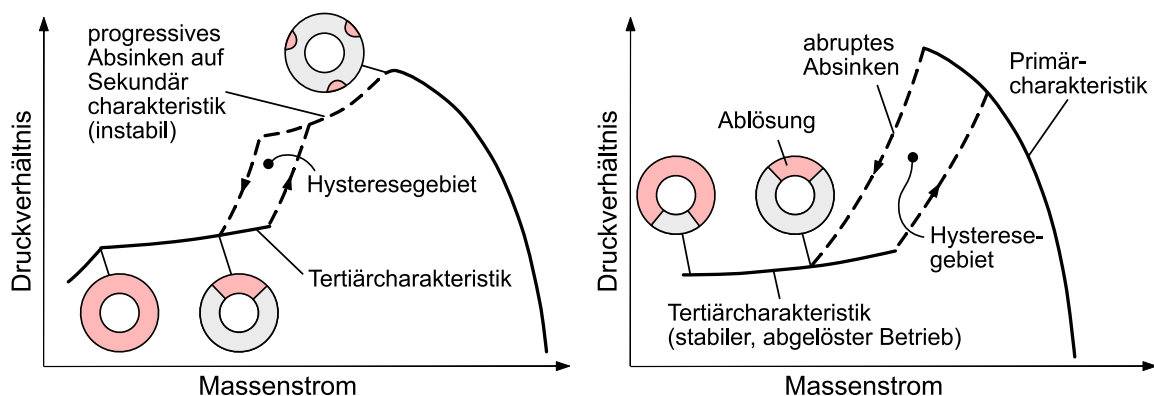


Abbildung 2.20: Grundformen des rotierenden Ablösens. Basierend auf Day u. a. (1978).

punkt bei reduziertem Massendurchsatz und Druckaufbau. Neben dem stabilen Ast der Verdichtercharakteristik (Primärcharakteristik) können daher weitere Charakteristiken (Sekundär- und Tertiärcharakteristik bei sanftem bzw. abruptem Abreißen) auftreten, die den instabilen Betrieb beschreiben. Um abzuschätzen welche Leistung der Verdichter im Stall noch liefert, modellieren Smith u. Fletcher (1954) den Zustand mit zwei parallel arbeitenden Verdichtern, von denen einer abgelöst arbeitet, der andere nicht, beide jedoch bei demselben Austrittsdruck. Basierend auf dieser Arbeit und Erweiterungen, unter anderem von Fabri (1957) und Dunham (1965), entwickelte Day u. a. (1978) ein einfaches Modell, bei dem der Massenstrom eines Verdichters alleine durch den nicht ablösenden Sektor fließt, um eine Abschätzung des Arbeitspunktes bei rotierenden Ablösungen zu erhalten und angeben zu können, ob eine höhere Wahrscheinlichkeit für sanftes oder abruptes Ablösen besteht.

Um in den stabilen Betrieb zurückzukehren, muss über den Betriebspunkt, an dem die rotierende Ablösung begann, hinaus entdrosselt werden. Aufgrund des Unterschieds zwischen dem Abreiß- und Wiederanlegemassenstrom bildet sich eine sogenannte Drosselhysterese. Die Größe dieser Hysterese steigt mit der Stufenanzahl, dem Durchsatz im Arbeitspunkt und der Stufenbelastung [Day u. a. (1978)], als auch mit der Spalthöhe [Young u. a. (2016)]. Ab einer gewissen Größe der Hysterese kann durch Entdrosseln nicht mehr in den normalen Betrieb zurückgekehrt werden („Non-recoverable stall“ [Stetson (1982)]). Die Drehzahl muss reduziert werden. Bei Flugtriebwerken kann ein komplettes Abschalten der Treibstoffzufuhr erforderlich sein [Day (2006a)].

Das Umlaufen der Ablösezellen beim Auftreten rotierender Ablösung geht mit einem wechselnden Abreißen und Wiederanlegen der Strömung einher. Es führt zu niederfrequenter Schwingungsanregung und einer erhöhten Belastung der Beschaukelung mit starken Vibrationen, bis hin zu Schwingungsbrüchen [Baumgartner u. a. (1995)].

2.3.2 Einsetzen rotierender Ablösungen (Stall Inception)

Der Übergang vom stabilen Betrieb in die Verdichterinstabilität (engl: stall inception) geht mit Störungen im Strömungsfeld einher. Es lassen sich zwei grundsätzliche Arten dieser Stallvorläufer unterscheiden (Abb. 2.21). Wesentliches Unterscheidungsmerkmal ist die Größenordnung der Störung.

Langskalige Oszillationen des Strömungsfeldes in Umfangsrichtung mit einer Wellenlänge entsprechend des Rotorumfangs werden als Modalwellen bezeichnet. Bevor sie experimentell von McDougall u. a. (1990) und Garnier u. a. (1990) nachgewiesen wurden, haben Moore u. Greitzer (1986) ihre Existenz anhand eines Modells vorhergesagt. Sie argumentieren, dass eine initiale Störung der Zuströmung in Form einer Modalwelle nahe der Pumpgrenze nicht mehr gedämpft, sondern angefacht wird. Die Minima in der Axialgeschwindigkeit führen zu einer steigenden Inzidenz und der Ausbildung einer Stallzelle über mehrere Schaufelreihen. Unterschieden wird zwischen Modalwellen, die unmittelbar zum Strömungsabriss führen („Destabilizing Modes“) und solchen, die deutlich vor Erreichen der Stabilitätsgrenze auftreten [Houghton u. Day (2012)].

Im Gegensatz zu Modalwellen, können nahe der Stabilitätsgrenze auch kurzskalige Störungen in Form räumlich begrenzter Strömungsabriss auftreten, die aufgrund ihrer spitzen, zackenförmigen Erscheinung im Zeitsignal des statischen Drucks bei Messungen am Gehäuse als „Spikes“ bezeichnet werden [Tan u. a. (2010)]. Experimentell wurden Spikes erstmals von McDougall u. a. (1990) und Day (1993b) nachgewiesen. Die Ergebnisse von Day (1993b) zeigen, dass Spikes auf die Gehäuseregion beschränkt

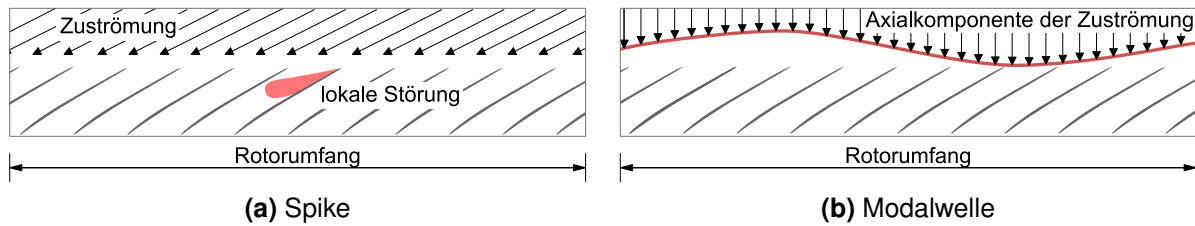


Abbildung 2.21: Erscheinungsformen von Stallvorläufern.

sind. Erste Spikes können bereits mehrere hundert Rotorumdrehungen vor Einsetzen einer rotierenden Ablösung beobachtet werden. Die Störungen treten bei sinkendem Durchflusskoeffizienten mit zunehmender Häufigkeit und anwachsender Amplitude auf, bis sie nicht mehr gedämpft werden [Park (1994)]. Aufgrund ihres lokalen Charakters mit begrenzter Amplitude lassen sich Spikes, im Gegensatz zu Modalwellen, nicht mit einer linearen Stabilitätstheorie vorhersagen [Paduano u. a. (2001)].

Je nachdem, welche Form der Störung zum Einsetzen der rotierenden Ablösung führt, wird zwischen „Spike-Stall“ und „Modal-Stall“ unterschieden. Welcher der Fälle auftritt, kann nicht mit Sicherheit vorhergesagt werden. Modellen zur Vorhersage des Versagensverhaltens und dem Zeitpunkt des Versagens, basierend auf der Inzidenz [Camp u. Day (1998)] oder Rotorbelastung [Simpson u. Longley (2007)], mangelt es an Allgemeingültigkeit [Houghton u. Day (2012)]. Zudem existieren zwischen Modalwellen und Spikes viele Zwischenformen von Stallauslösern [Day (2015)]. Modalwellen führen oftmals aufgrund der lokalen Axialgeschwindigkeitsreduktion und steigender Inzidenz (Gannon u. Hobson (2007) konnten in einem transsonischen Verdichter 2° nachweisen) bei weiterem Androsseln zum Auftreten von Spikes. Bei vielstufigen Verdichtern werden Modalwellen selten beobachtet. Sie treten nur auf, wenn eine sehr gleichmäßige Stufenbelastung vorherrscht, wodurch ein frühzeitiges Auftreten von Spikes in einzelnen Stufen vermieden wird.

In schnell laufenden vielstufigen Verdichtern, wie sie in dieser Arbeit betrachtet werden, treten üblicherweise Spikes als Stallvorläufer auf, wobei die Drehzahl, sowie die Stufenbelastung und Stufenabstimmung wesentliche Einflussfaktoren sind [Camp u. Day (1998)]. Eine klare Tendenz zum Auftreten von Spikes lässt sich bei Teildrehzahl und hoher Belastung der vorderen Stufen beobachten [Day u. Freeman (1994), Day u. a. (1999), Escuret u. Garnier (1996), Day (2015)].

Die Form der Rotorcharakteristik bis zur Stabilitätsgrenze lässt Rückschlüsse auf den Stallvorläufer zu. Camp u. Day (1998) zeigen durch Variationen von IGV- und Statorstaffelung an einem vierstufigen langsam laufenden Verdichter, dass Spike-Stall auftritt, wenn die Druckcharakteristik beim Erreichen der Stabilitätsgrenze noch am Steigen ist, wohingegen Modal-Stall auftritt, wenn die Charakteristik „überrollt“ und zuvor keine lokale Überlastung zu Spikes geführt hat (Abb. 2.23 links). Dies wurde durch experimentelle Studien von Dobrzynski u. a. (2007), Simpson u. Longley (2007) und Houghton u. Day (2012) unter Variation von IGV-, Rotor- und Statorstaffelung bestätigt.

Die Ursache für das Auftreten von Spikes liegt in einem Anstieg der Strömungsinzidenz im Bereich der Rotorspitze nahe dem Gehäuse [Day (1993b); Camp u. Day (1998); Dobrzynski u. a. (2007); Simpson u. Longley (2007); Chen u. a. (2008); Houghton u. Day (2012); Pullan u. a. (2015)]. Durch den Anstieg der Strömungsinzidenz löst die Strö-

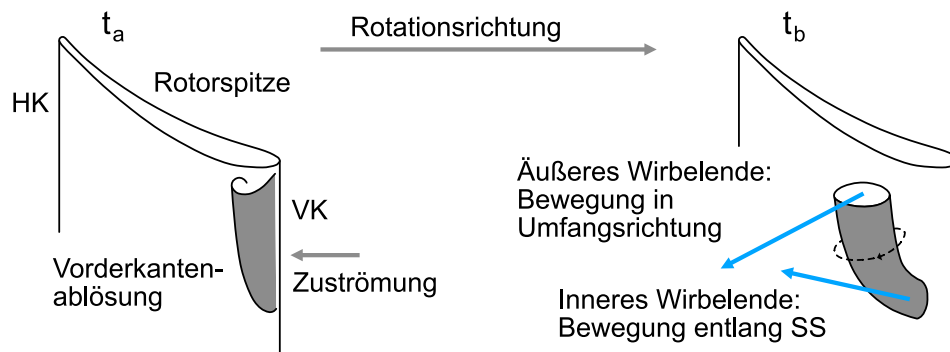


Abbildung 2.22: Struktur und Ausbreitung eines Spikes nach Pullan u. a. (2015)

mung an der Vorderkante nahe dem Gehäuse ab und es bildet sich ein Wirbel, der von der Schaufeloberfläche bis zum Gehäuse reicht (Abb. 2.22). Der auf das Gehäuse treffende Teil des Wirbels entfernt sich im Relativsystem in Umfangsrichtung von der Schaufel und trifft auf die Vorderkante des folgenden Rotorblatts, wo er einen Anstieg der Inzidenz bewirkt und zu einer erneuten Vorderkantenablösung führen kann. Die Ablösung kann so im Rotor fortschreiten und sich zu ausgeprägten Stall-Zellen entwickeln. Erstmals vorhergesagt wurde ein solcher Wirbel von Inoue u. a. (2004) und in Folge experimentell und numerisch weiter untersucht [Yamada u. a. (2013, 2016), Weichert u. Day (2014)]. Pullan u. a. (2015) zeigen durch die Betrachtung von drei Konfigurationen (axial mit Spalt, axial mit Deckband und radial), dass der Wirbel, unabhängig von der Spaltströmung, bei steigender Inzidenz durch eine Vorderkantenablösung hervorgerufen wird. Beim Annähern an die Stabilitätsgrenze können die Strömungsphänomene aufgrund einer Spaltströmung allerdings zu einem Anstieg der Inzidenz an der Vorderkante führen und so den Mechanismus in Gang setzen.

Die Strömungstopologie der Spaltströmung beim Einsetzen von Spike-Stall wurde von Hoying u. a. (1998), Vo (2001) und Vo u. a. (2008) untersucht. An der Stabilitätsgrenze erreicht die Trennlinie zwischen Sekundärströmung und Zuströmung typischerweise die Vorderkante der nachfolgenden Schaufel und „Spillage“ tritt auf. Dies steht im Einklang mit der geläufigen Vermutung, wonach Stall einsetzt, sobald der Spaltwirbel die auf folgende Rotorvorderkante trifft [Smith (1970), Koch (1981), Hah u. Rabe (2001)]. Neben „Spillage“ tritt nach Vo u. a. (2008) eine Rückströmung auf, wenn rotierende Ablösungen durch Spikes initiiert werden. Dabei strömt Spaltströmungsfluid nach Verlassen der Passage nahe der druckseitigen Schaufelspitze stromauf in eine folgende Passage zurück (Abb. 2.23), was als „tip clearance backflow“ (kurz: „backflow“) bezeichnet wird und zur Blockagebildung beiträgt. Experimentelle Untersuchungen stützen die Hypothese von Vo u. a. (2008) [Saathoff u. Stark (2000), Deppe u. a. (2005), Bennington u. a. (2008, 2010)].

2.4 Beurteilung der Stabilität

Um Verdichterpumpen zu vermeiden, ist die Kenntnis der Pumpgrenzreserve unentbehrlich, eine Beurteilung während der Auslegung jedoch aufwändig. Neben experimentellen Rig-Untersuchungen stellen CFD-Simulationen eine zunehmend geeignete und kostengünstigere Methode der Stabilitätsabschätzung dar, bergen jedoch Unsicherheiten, worauf in Kap. 2.4.2 eingegangen wird.

Vorhersagen durch empirisch-analytische Modelle, wie dem von Koch (1981), werden

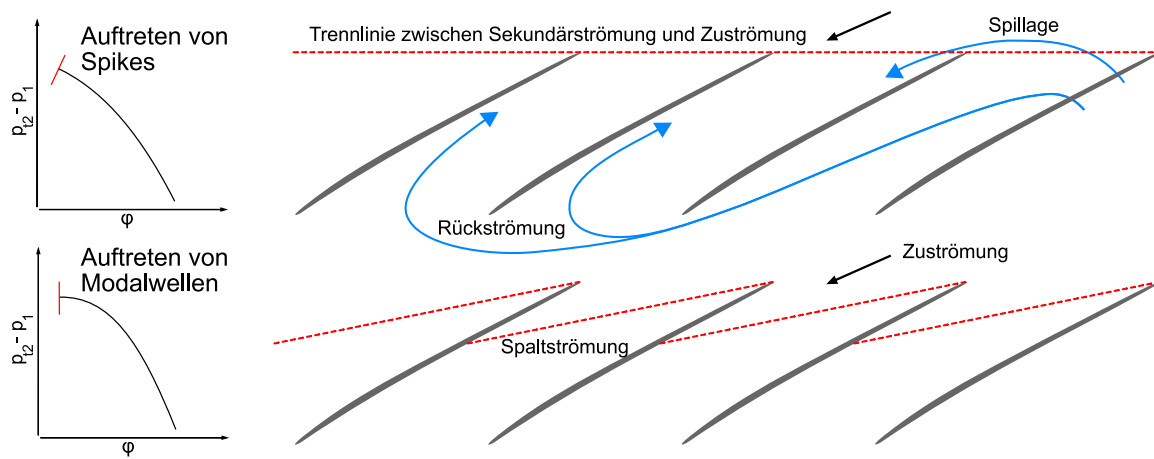


Abbildung 2.23: Strömungstopologie nahe der Rotorspitze beim Auftreten von Spike-Stall und Modal-Stall nach Vo u. a. (2008).

aufgrund der komplexen Strömung und hohen Anzahl geometrischer Einflussfaktoren vermutlich nie die erforderliche Genauigkeit erzielen. Im folgenden Kap. 2.4.1 wird daher nur ein Überblick gegeben. Unabhängig davon kann in der Industrie, durch einen breitem Erfahrungsschatz, das Risiko im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium eine zu geringe Stabilitätsreserve festzustellen, reduziert werden, indem bewährte Auslegungen als Basis für weitere Entwicklungen herangezogen werden.

2.4.1 Modelle und Kriterien zur Beurteilung der Stabilität

Die in der Literatur verfügbaren Modelle lassen sich in empirische und mathematische unterteilen. Sie eignen sich aufgrund ihres hohen Abstraktionsgrads und der Vernachlässigung vieler Einflussfaktoren lediglich für eine grobe Abschätzung der Stabilitätsgrenze mit geringem Rechenaufwand. Für die Auslegung von Gehäusegeometrien sind sie nicht geeignet, da die Gehäusegeometrie in den Modellen keine Rolle spielt.

An dieser Stelle soll daher lediglich ein kurzer Überblick gegeben werden. Für umfassendere Darstellungen sei auf Pampreen (1993), Rieß u. Gehring (1996), Cumpsty (2004) und Day (2006a) verwiesen.

Empirische Modelle

Empirische Modelle basieren auf Beobachtungen der Strömung beim Annähern an die Stabilitätsgrenze. Da sie überwiegend auf Gitteruntersuchungen beruhen sind sie auch unter der Bezeichnung Gitterbelastungskriterien bekannt. Sie basieren darauf, dass Belastung, Diffusion und Endwandeffekte Grenzwerte erreichen, wenn der Massenstrom ab- und die Inzidenz zunimmt. Dazu werden gemittelte Strömungsgrößen, wie An- und Abströmgeschwindigkeit in Relation zu charakteristischen Geometrieparametern gesetzt und so auf Erfahrungswerten basierende Stabilitätsabschätzungen ermöglicht.

Das Verzögerungsverhältnis nach DeHaller (1955) bewertet die Grenzschichtentwicklung an Gehäuse und Nabe von Axialverdichtern. Bei zu starker Verzögerung tritt eine erhebliche Aufdickung der Seitenwandgrenzschichten auf. Um Ablösungen zu vermeiden, sollte das als De-Haller-Zahl Ha bezeichnete Verhältnis die von DeHaller (1955)

ermittelten kritischen Werte für Lauf- und Leiträder nicht unterschreiten:

$$Ha_R = \frac{w_2}{w_1} \geq 0,7 \text{ und } Ha_S = \frac{c_3}{c_2} \geq 0,7 \quad (2.22)$$

Verlustmodelle zur Berechnung der Profilverluste geben eine Abschätzung der maximal zulässigen Belastung in Form von Umlenkung, Druckaufbau und Verzögerung an. Die Grundlage diverser Modelle bildet der Diffusionsfaktor nach Lieblein u. a. (1953). Untersuchungen zeigen, dass Profilgrenzschicht und -verlust stark ansteigen, überschreitet der Diffusionsfaktor einen kritischen Wert. Er lässt sich daher zur Abschätzung der Stabilitätsgrenze heranziehen. Im Vergleich zur DeHaller-Zahl wird zusätzlich das Geschwindigkeitsmaximum der Profilmströmung berücksichtigt:

$$D = \frac{w_{max.SS} - w_2}{w_1} \quad (2.23)$$

Dies beruht auf der Beobachtung, dass die Impulsverlustdicke im Gitternachlauf im Wesentlichen proportional zur Verzögerung auf der Saugseite ist und hohe Werte einen Strömungsabriss vermuten lassen. Um D aus Geometrieparametern und Strömungsgrößen am Ein- und Austritt bestimmen zu können geben Lieblein u. a. (1953) eine Korrelation an:

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1}{2} \frac{s}{t} \frac{\Delta w_u}{w_1} = 1 - Ha_R + \frac{1}{2} \frac{s}{t} \frac{\Delta w_u}{w_1} \quad (2.24)$$

Gl. 2.24 gilt für den Auslegungszustand bei minimalen Verlusten. Durch das Einhalten von Richtwerten für D kann so die Wahrscheinlichkeit einer frühzeitigen Ablösung der Profile beim Androsseln reduziert werden. Zur Bestimmung der Teillastverluste definiert Lieblein (1959) den äquivalenten Diffusionsfaktor

$$D_{eq} = \frac{w_{max.SS}}{w_2} \quad (2.25)$$

und gibt ebenfalls eine Korrelation an mit der sich für verschiedene Profilmfamilien D_{eq} mit Strömungsgrößen am Gitterein- und -austritt bestimmen lässt. Für $D_{eq} > 2$ steigen nach Lieblein die Profilverluste stark an.

Auch wenn diese Kennzahlen zur Bewertung der Belastung nützlich sind, hat die Erfahrung gezeigt, dass eine deutliche Variation der Werte beim Erreichen der Stabilitätsgrenze für unterschiedliche Verdichter auftritt und weitere Parameter einen wichtigen Einfluss auf das Stabilitätsversagen zeigen [Smith (1970)]. Einen erfolgreichen Ansatz deutlich mehr Stufenparameter und Einflussgrößen, insbesondere Spaltströmung und Seitenwandgrenzschicht, zu berücksichtigen stellt das Modell nach Koch (1981) dar, das auf einer Analogiebetrachtung des Schaufelkanals mit einem Diffusor beruht. Hierbei werden die für den Diffusor geltenden maximalen Druckbeiwerte auf die Verdichterstufe übertragen. Diese Analogiebetrachtung liefert für niedrig belastete, subsonische Stufen gute Vorhersagen [Cumpsty (2004)], verliert jedoch in hoch belasteten, transsonischen Stufen ihre Gültigkeit. Weitere auf der Diffusoranalogie basierende Modelle sind die nach Schweitzer u. Garberoglio (1984) und Zika (1985)]. Traupel (1982) und Grahl u. Foitzik (1987) untersuchen zudem einzelne radiale Schaufelschnitte.

Mathematische Modelle

Die mathematischen Modelle zur Beurteilung der Verdichterstabilität beruhen auf Methoden der linearen und nicht-linearen Schwingungstheorie zur Untersuchung der Dämpfungseigenschaften des Verdichtungssystems.

Frühe Modellvorstellungen, u.a. von Emmons u. a. (1955) und Dunham (1965), wurden von Moore (1984) und Moore u. Greitzer (1986) erweitert, um ein Modell des gesamten Verdichtungssystems zu erhalten, das die Basis einer Reihe weiterer Modelle bildet. Unterschieden wird zwischen ein- und zweidimensionalen Modellen.

In der eindimensionalen Stabilitätstheorie wird das gesamte Verdichtungssystem betrachtet und durch ein idealisiertes System bestehend aus den Komponenten Verdichter, Kanal, Plenum und Drossel mit eindimensionaler Strömung modelliert. Die Strömungsgrößen werden in ein zeitliches Mittel, das im gesamten System konstant ist, und einen Schwankungswert aufgespalten:

$$(\bullet) = (\bar{\bullet}) + (\bullet)' \quad (2.26)$$

Es lassen sich nun für die einzelnen Komponenten Gleichungen für die Schwankungsgrößen bilden, die in eine gewöhnliche Differenzialgleichung zweiter Ordnung überführt werden können [Cumpsty (2004)],

$$\frac{LV}{Aa_4^2}g\frac{d^2z}{dt^2} + \left(\frac{L}{A} - \frac{cgV}{a_4^2}\right)\frac{dz}{dt} + (g - c)z = 0, \quad (2.27)$$

wobei z eine beliebige Schwankungsgröße darstellt, L die Kanallänge, a_4 die Geschwindigkeit im Plenum, A die Querschnittsfläche des Kanals und V das Volumen des Plenums. Hierdurch wird eine Analogie des Systems ① Einlauf, ② Verdichter, ③ Kanal, ④ Plenum und Drossel ⑤ zu einem Masse-Feder-Dämpfer-System offensichtlich.

Aus dieser Analogie können zwei Arten von Instabilitäten abgeleitet werden. Eine statische Instabilität, vergleichbar einer negativen Federrate, die Eintritt, wenn die Charakteristik vom Verdichter $C(m_2)$ steiler läuft, als die der Drossel $G(m_4)$:

$$c = \frac{C}{dm_2} = \frac{d(p_3 - p_{02})}{dm_2} > \frac{d(p_4 - p_5)}{dm_4} = \frac{G}{dm_4} = g \quad (2.28)$$

Die zweite Art der Instabilität ist eine dynamische, aufgrund einer negativen Dämpfung in der Masse-Feder-Dämpfer-Analogie. Dadurch steigen kleine Störungen exponentiell mit der Zeit an. Übertragen auf das Verdichtersystem bedeutet eine negative Dämpfung:

$$\frac{L}{A} < \frac{cgV}{a_4^2} \Leftrightarrow c > \frac{La_4^2}{AgV} \quad (2.29)$$

Da die statische Instabilität (Gl. 2.28) faktisch ab dem Punkt einsetzt, an dem die Drossel- und Verdichtercharakteristik parallel laufen, also $c_{statisch} = g$ gilt, lässt sich mit Gleichung 2.29 der folgende Zusammenhang finden:

$$c_{dynamisch} = \frac{La_4^2}{AV} \frac{1}{c_{statisch}} \quad (2.30)$$

Daraus lässt sich folgern, dass für den Großteil der Verdichter die dynamische Instabilität vor der statischen auftritt und diese zudem beim Androsseln sehr kurz nach

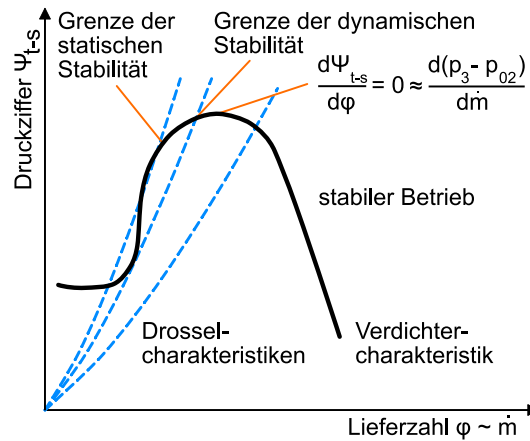


Abbildung 2.24: Statische und dynamische Stabilität nach Greitzer u. a. (2004).

Überfahren des Maximums der Charakteristik auftritt (siehe Abb. 2.24). Näherungsweise lässt die eindimensionale Theorie demnach folgendes Fazit zu: Die Strömung wird instabil, sobald gilt

$$\frac{d(p_3 - p_{02})}{d\dot{m}} > 0, \quad (2.31)$$

wenn also das Maximum der Druckcharakteristik beim Androsseln überschritten wird. Detaillierte Ausführungen der eindimensionalen Systemstabilitätstheorie sind u.a. in Cumpsty (2004), Grieb (2009) und Greitzer u. a. (2004) zu finden.

Zweidimensionale Theorien bewerten die Stabilität einer einzelnen Schaufelreihe unter dem Einfluss von lokalen Strömungsschwankungen, wie sie durch rotierende Ablösungen entstehen. Einer stationären Strömung wird hierbei eine instationäre Störung überlagert und anhand der Systemantwort die Stabilität beurteilt. Werden kleine Störungen angenommen, so lässt sich das Differentialgleichungssystem linearisieren und analytische Lösungen angeben (lineare Theorie bzw. Theorie kleiner Störungen; engl.: „small perturbations theory“). Betrachtet wird eine S1-Ebene [Wu (1952)] im Verdichter. Die Änderung der Strömung normal dazu wird vernachlässigt. Im Austritt wird eine uniforme Strömung ohne Schwankungen angenommen. Weiterhin wird angenommen, dass die Druckziffer ausschließlich von der Lieferzahl abhängt $\Psi_{t-s}(\varphi)$ und dass es keine Strömungsdurchmischung gibt, so dass die Umfangsverteilung des Massenstroms am Eintritt gleich der am Austritt ist.

Die grundlegende Aussage zu der, wie die eindimensionale, auch die zweidimensionale Theorie führt, besagt, dass die Strömung instabil wird, sobald die Druckcharakteristik ihr Maximum beim Androsseln überschreitet:

$$d\Psi_{t-s}/d\varphi = \frac{1}{\rho U} \frac{d}{dV_x} (p_3 - p_{02}) > 0 \quad (2.32)$$

2.4.2 Numerische Modellierung der Stabilitätsgrenze

Mit „numerischer Pumpgrenze“ oder „numerischem Abreißen“ (engl.: „numerical stall“) wird das Erreichen eines Drosselzustandes bezeichnet, ab dem die numerische Simulation nicht mehr konvergiert [Bertheau u. a. (1985), Adamczyk u. a. (1993), Suder u. Celestina (1996)]. Um diesen Punkt zu bestimmen, wird üblicherweise, von einem stabilen Betriebspunkt ausgehend, der statische Gegendruck schrittweise erhöht. Die

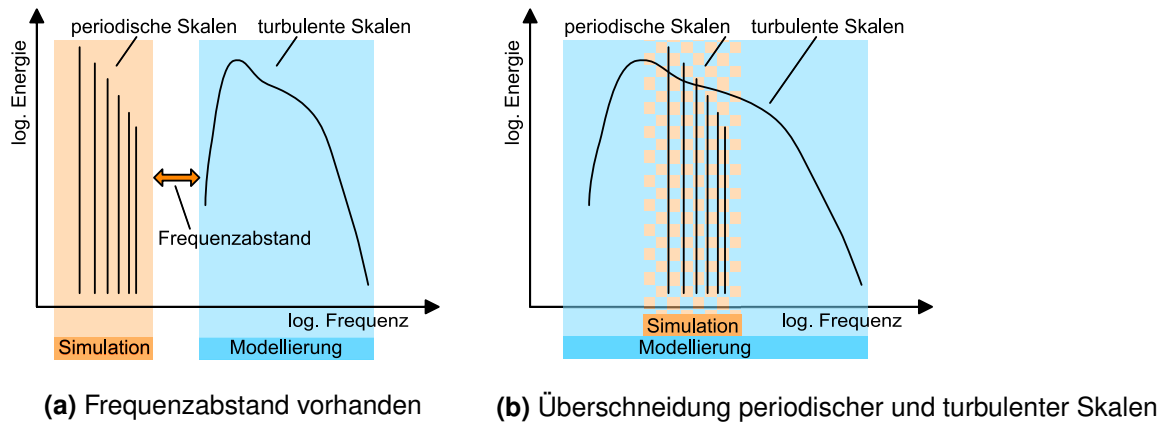


Abbildung 2.25: Separationsproblem („Spectral-Gap“-Konflikt) bei der Simulation mittels URANS. Basierend auf Eulitz (2000).

numerische Simulation reagiert darauf in ähnlicher Weise wie bei einem realen Drosselvorgang. Sobald ein bestimmter Gegendruck erreicht ist, fällt der Massenstrom unablässig und die Simulation divergiert - die numerische Pumpgrenze ist überschritten. Wird eine ausreichend kleine Schrittweite beim Gegendruckanstieg gewählt, lässt sich der letzte stabile Betriebspunkt mit hoher Genauigkeit bestimmen und eine konvergente Lösung für einen pumpgrenznahen Betriebspunkt erhalten. Die Druckinkremente müssen klein sein, damit keine starken Druckwellen am Austrittsrand entstehen, die die empfindliche Schaufelspitzenströmung in die Instabilität drängen könnten. Positiv auf diese Prozedur wirkt sich eine lange Weglänge vom Austrittsrand bis zur kritischen Rotorvorderkante aus, da so etwaige Druckwellen stärker gedämpft werden.

Bei einer numerisch ermittelten Stabilitätsgrenze stellt sich, wie bei jedem Simulationsergebnis, die Frage nach der Güte. Ein RANS-CFD-Löser beinhaltet unter anderem Modelle für Turbulenz, Transition und Mischungsebenen. So lange die auftretenden Strömungseffekte von den implementierten Modellen gut abgebildet werden, liefert ein validierter CFD-Löser Ergebnisse hoher Genauigkeit bezüglich Wirkungsgrad, Massenstrom und Drucksteigerung. Nahe der Stabilitätsgrenze wird das Strömungsbild jedoch zusehends von Ablösungen, Rezirkulationen und Instationaritäten geprägt. Diese führen zu steigenden Modellungenauigkeiten und einer Ungenauigkeit bei der Ermittlung der Pumpgrenze.

So tritt beispielsweise bei instationären Strömungen durch die Aufteilung der Strömungsgrößen in einen Mittelwert und einen turbulenten Schwankungsterm,

$$\bullet(x_{ijk}, t) = \bar{\bullet}(x_{ijk}) + \tilde{\bullet}(x_{ijk}, t), \quad (2.33)$$

einen Konflikt im Zusammenhang mit den Turbulenzmodellen auf. Um instationäre Effekte auf Basis der RANS-Gleichungen auflösen zu können, muss die Mittelung $\bar{\bullet}$ auf ein Zeitfenster limitiert werden, das aufzulösende periodische Skalen berücksichtigt. Dies ist unproblematisch, solange ein ausreichender Frequenzabstand (engl.: „spectral gap“) zwischen den deterministischen und turbulenten Skalen besteht. In Turbomaschinenströmungen kann es mit zunehmender Instationarität zu einer Überlagerung der Skalen kommen. Es entsteht ein Separationsproblem (Abb. 2.25) mit negativen Auswirkungen auf die Güte der Simulationsergebnisse. Die genauen Auswirkungen sind noch nicht im Detail untersucht worden. Ein Ansatz zur Behebung des Problems

besteht in der Modifikation der Reynolds-Mittelung [Eulitz (2000)].

In der Literatur herrscht Uneinigkeit darüber, ob die Pumpgrenze durch RANS-Simulationen mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden kann. Während einige Autoren von einer guten Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik berichten [Shabbir u. Adamczyk (2005), Chen u. a. (2010)], weisen andere auf deutliche Diskrepanzen hin. Dabei wird typischerweise die tatsächliche Pumpgrenze mit RANS-Simulationen unterschätzt [Houghton u. Day (2011), Wu u. a. (2010), Lejon u. a. (2017)]. Cornelius u. a. (2013) untersuchen an einem 6,5-stufigen Testverdichter die Auswirkungen von systematischem, numerischem und Modellfehler für stationäre und zeitgenaue RANS-Verfahren bei der Bestimmung der Charakteristiken und der Genauigkeit in der Vorhersage der Pumpgrenze. Sie stellen fest, dass Netzauflösung, Turbulenzmodell und die Modellierung geometrischer Details einen wesentlichen Einfluss auf die numerische Pumpgrenze haben. Wu u. a. (2010) beobachten eine deutliche Diskrepanz zwischen numerisch und experimentell ermittelter Pumpgrenze mit und ohne CTs. Sie weisen jedoch darauf hin, dass der Pumpgrenzgewinn durch CTs im numerischen wie experimentellen Fall in etwa identisch ist, das „Delta“ somit stimmt.

Für die Auslegung und Optimierung ist es indes nicht zwangsläufig notwendig absolute Werte des Pumpgrenzabstands und anderer physikalischer Größen mit hoher Genauigkeit zu erfassen. Es kommt darauf an, beim Vergleich und der Bewertung verschiedener Geometrien, quantitativ die richtigen Aussagen zu treffen, d.h. Trends korrekt zu erkennen. Dieser Verzicht auf den Anspruch einer exakten Bestimmung von Strömungswerten bedeutet nicht, dass die gewonnenen Aussagen an Gültigkeit verlieren. Modellfehler und numerische Fehler, können bis zu einem gewissen Grad toleriert werden. Solange die der Strömung zugrunde liegenden Strukturen und Tendenzen korrekt wiedergegeben werden, lassen sich aus den Simulationen wertvolle Erkenntnisse gewinnen und im Auslegungsprozess verwenden.

Bei transsonischen Verdichtern steht häufig die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion und die damit verbundene Blockagebildung im Zusammenhang mit der Pumpgrenze. Die wesentlichen Phänomene, wie das Aufplatzen des Wirbels, sind konvektiver Natur. Sie sind daher unabhängig vom Strömungszustand im Spalt (reibungsfrei, laminar oder turbulent) und der Gehäusegrenzschicht und hängen nicht von der durch das Turbulenzmodell spezifizierten Dissipationsrate ab [Schlechtriem u. Lötzerich (1997)]. Der Einfluss des Turbulenzmodells zeigt sich daher wenig in der Sekundärströmungstopologie. Wilke (2005) konnte bezüglich des Wirbelaufplatzens bei zwei untersuchten transsonischen Verdichtern keinen Einfluss der Gitterauflösung und des Turbulenzmodells feststellen.

Auch die Änderungen von Spaltwirbel und Blockage beim Androsseln werden gut durch Simulationen wiedergeben. Mit CTs kann die Blockagebildung im Gehäusebereich häufig hinausgezögert werden. Bemerkenswert ist, dass sich beim Erreichen der numerischen Pumpgrenze im Allgemeinen eine Ähnlichkeit im Strömungsbild mit Bezug auf die Blockage und weitere Strömungsgrößen zur Referenzkonfiguration ohne CT beobachten lässt, obwohl ein deutlicher Unterschied in der Pumpgrenze besteht. Dies zeigt, dass das numerische Einsetzen der Instabilität unter ähnlichen Bedingungen vonstattengeht. Daher ist es für eine Optimierung viel wichtiger die Veränderung vor Erreichen der Pumpgrenze richtig abzubilden und damit die Verschiebung der Pumpgrenze zu erfassen, als die Lage der Stabilitätsgrenze im Kennfeld exakt zu bestimmen, solange das Delta zwischen Numerik und Realität annähernd konstant ist. Die Hauptanforderung an ein numerisches Verfahren in diesem Einsatzszenario besteht daher in der korrekten Wiedergabe der Strömungsphänomene mit wesentlichem

Einfluss auf die Stabilitätsgrenze. Voges u. a. (2011) sowie Schnell u. a. (2011) konnten in einem Vergleich numerischer Daten und experimenteller PIV-Daten eine gute Übereinstimmung der Strömungsphänomene in einem Testfall mit CTs nachweisen. Dodds u. Vahdati (2015a,b) berichten von einer detaillierten Vorhersagbarkeit der Phänomene ausgeprägter rotierender Ablösungen mit URANS-Simulationen.

Ein bewusst in Kauf genommener Modellfehler ist die Verwendung von Einpassagenmodellen. Mit ihnen können keine Phänomene wiedergegeben werden, deren Wellenlänge die Teilung übersteigt. Dazu zählen umlaufenden Stallzellen und Modalwellen. Auf diese Möglichkeit kann bei transsonischen Verdichtern allerdings häufig verzichtet werden. Mit Modalwellen ist ohnehin hauptsächlich bei einstufigen langsam drehenden Verdichtern zu rechnen. Rotierende Ablösungen und auch Pumpen sind zwar globale nichtlineare Vorgänge, werden jedoch durch kleine Störungen hervorgerufen, die auch in Einpassagenmodellen auftreten [Epstein u. a. (1989)]. Ein Strömungsabriss an der Schaufelspitze lässt sich beispielsweise erfassen. Prinzipiell sind die Strömungseffekte beim Erreichen der Pumpgrenze bei stationären Einpassagenrechnungen als auch instationären Vollkranzrechnungen identisch [Hoying u. a. (1998), Vo (2001), Vo u. a. (2008)]. In Vollkranzrechnungen eines transsonischen Rotors beginnen alle Rotoren in einem sehr ähnlichen Zustand abzureißen [Hah u. Rabe (2001)]. Geringfügige Unterschiede werden vor allem durch Stoß-Oszillationen hervorgerufen. Einpassagen-simulationen lassen sich demnach für Pumpgrenzvorsagen verwenden [Tan u. a. (2010)]. Sollen die Effekte während des Stall- oder Pumpvorgangs untersucht werden, müssen Mehrpassagen- oder Vollkranz-Modelle herangezogen werden [He u. Ismael (1997); He (1997), Hah u. Rabe (2001), Gourdain u. a. (2006b,a, 2010) Li (2013), Gan u. a. (2016), Niazi (2000)].

Fehler, die bei der Anwendung von RANS-Verfahren gemacht werden sind vielfältig und nicht vollständig vermeidbar (für einen Überblick siehe Denton (2010)). Es kommt daher auf den Umgang mit diesen Fehlern an. Bereits Crook u. a. (1993) bemerkte, dass der Schwerpunkt seiner Simulationen nicht auf einer präzisen Vorhersage der Verluste besteht, sondern vielmehr darin, durch Simulationen das Verständnis der Strömungsphänomene zu verbessern. Wird darauf verzichtet, den Pumpgrenzabstand exakt zu quantifizieren und stattdessen der Fokus auf qualitative Aussagen zur positiven Beeinflussung der Pumpgrenze und Strömungsphänomene vor Erreichen der Pumpgrenze gelegt, so können, trotz fehlerbehafteter Simulationsergebnisse, wertvolle Informationen gewonnen werden. Im Falle einer Auslegung bzw. Optimierung können zudem jederzeit ausgewählte Geometrien mit Modellen höherer Genauigkeit überprüft werden. Durch ein solches Vorgehen, gelegentlich als „Delta-Ansatz“ bezeichnet, lässt sich ein enormer Betrag an Rechenleistung einsparen, wodurch die in dieser Arbeit vorgestellten Optimierungen erst möglich wurden.

2.5 Gehäusestrukturierungen

2.5.1 Voraussetzung für die Wirksamkeit

Nicht bei allen Verdichtern treten die stabilitätskritischen Phänomene im Bereich der Rotorschaufelspitzen auf. Ablösungen an tieferen Schaufelschnitten des Rotors oder am Stator können ebenso zum Zusammenbruch der Strömung führen. Mit einer Modifikation des Gehäuses über dem Rotor durch CTs lässt sich dann nur sehr bedingt auf die stabilitätskritischen Phänomene Einfluss nehmen. Voraussetzung für einen erfolg-

reichen Einsatz von CTs ist daher das Vorliegen eines sogenannten „Tip-kritischen“ Rotors [Hartmann u. a. (1970), Wisler u. Hilvers (1974)]. Von Greitzer u. a. (1979) wurde die Notwendigkeit einer Tip-kritischen Strömung für einen effektiven Einsatz von CTs erstmals experimentell nachgewiesen, indem ein Axialschlitz-CT über zwei Rotor-konfigurationen mit unterschiedlichem Teilungsverhältnis und sonst identischer Geometrie getestet wurde. Hierdurch besitzen die Rotoren unterschiedliche Arten des Stabilitätsverlustes. Greitzer u. a. (1979) unterschieden zwischen „blade stall“ und „wall stall“, da zu dieser Zeit Modalwellen und Spikes noch unbekannt waren (Kap. 2.3.2). Es wurde festgestellt, dass CTs bei „wall stall“ (Ablösung hervorgerufen durch die Spaltströmung), das bei hohem Teilungsverhältnis auftritt, gut wirken, bei „Blade Stall“ (Ablösung an der Schaufel) hingegen nicht. Mit heutigem Wissen lässt sich ein „Tip-kritischer“ Verdichter als ein Verdichter definieren, dessen Stall-Mechanismus durch Spikes bestimmt wird. CTs wirken daher insbesondere bei Verdichtern, die Spike-Type Stall erfahren. Houghton u. Day (2012) haben dies anhand experimenteller Untersuchungen bestätigt.

Typisch für CTs ist eine zunehmende Beeinflussung der Kennlinie in Richtung Stabilitätsgrenze, da mit zunehmender Drosselung die treibenden Druckkräfte zunehmen (Müller u. a. (2008), Chen u. a. (2010), Heinichen u. a. (2011), Sakuma u. a. (2013)).

2.5.2 Auslegungsziele

Der Einsatz von CTs geschieht als stabilitätssteigernde Maßnahme (vgl. Kap. 2.1.3). Primäres Auslegungsziel ist ein Hinauszögern von beim Androsseln auftretenden Instabilitäten durch eine positive Beeinflussung von Strömungsphänomenen, die zum Verlust der Stabilität beitragen und als stabilitätskritisch bezeichnet werden können. Hierzu zählen Spaltströmung, Rotorspaltwirbel, dessen Interaktion mit Grenzschicht und Verdichtungsstoß (bei transsonischen Verdichtern) sowie die Entstehung von Blockage (vgl. Kap. 2.2).

Der positiven Eigenschaft einer Stabilitätserweiterung steht jedoch oftmals ein negativer Einfluss auf den Wirkungsgrad gegenüber. Ein direkter Vergleich eines Verdichters mit und ohne CT zeigt häufig Wirkungsgradeinbußen im Bereich der Arbeitslinie und eine Reduktion des maximalen Wirkungsgrads η_{max} durch das CT.

Da eine Wirkungsgradreduktion im Allgemeinen nicht akzeptabel ist, sollte ein möglichst hoher Wirkungsgrad zusätzliches Ziel der Auslegung eines CTs sein und neben der Pumpgrenzerweiterung eine zentrale Rolle bei der Beurteilung spielen. Anfänglich wurde angenommen, dass CTs zwingend den Wirkungsgrad verschlechtern [Fujita u. Takata (1984)]. So führt eine CT-Strömung aufgrund der größeren umströmten Fläche zu höheren Wandreibungsverlusten und geht mit Druckverlusten im CT und der Mischungszone von CT- und Rotorströmung einher.

Gleichzeitig können durch CTs verlustreiche Strömungsphänomene in Gehäusenähe beeinflusst und auf diesem Weg Verluste reduziert werden. Dabei kann hervorgehoben werden, dass dieselben Strömungsmechanismen, die zur Instabilität führen auch an einem Großteil der Verluste beteiligt sind [Hah u. a. (2004)]. Bei transsonischen Verdichtern besteht insbesondere in den Verlusten der Stoß-Wirbel-Interaktion ein großes Potential zur Wirkungsgradverbesserung durch CTs. Danner u. a. (2009) zeigen, wie sich die Verluste im Bereich der Stoß-Wirbel-Interaktion durch Axial-CTs reduzieren lassen. Bei Teildrehzahl und subsonischen Strömungsbedingungen ist dieses Potential deutlich geringer. Wie stark der Einfluss auf den Wirkungsgrad ausfällt ist neben

dem CT somit auch vom Verdichter abhängig.

Überwiegt die Verlustreduktion durch das Unterdrücken verlustreicher Strömungsphänomene die zusätzlichen Verluste durch das CT, so kann ein CT auch im Auslegungspunkt eine Wirkungsgradsteigerung hervorrufen [Hathaway (2007)]. Je höher die Verluste im Rotorspitzenbereich im Auslegungspunkt sind, desto wahrscheinlicher ist es durch ein CT eine Wirkungsgradsteigerung zu bewirken. Bei modernen Verdichtern mit hohen Stufenwirkungsgraden wird dies zunehmend schwieriger.

Es ist daher fraglich ob die in neuerer Zeit von einigen Autoren angegebenen Wirkungsgradsteigerungen durch CTs [Yu u. a. (2002), Lu u. a. (2005), Lu u. a. (2006b), Müller u. a. (2007), Danner u. a. (2009), Tuo u. a. (2010)] auch bei modernen Verdichtern mit hohem Wirkungsgrad erzielbar sind, zumal die aufgeführten Studien alle an Verdichtern durchgeführt wurden, deren Auslegungen mit Hinblick auf die Verluste im Rotorgehäusebereich nicht dem Stand der Technik entsprechen.

Brignole (2010) empfiehlt daher bei der Entwicklung von CTs für moderne Verdichter einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad

$$\eta_{is} = 1 - \frac{j}{a} \quad (2.34)$$

nicht über eine Reduktion der Verluste j vornehmen zu wollen, sondern durch eine Erhöhung der verrichteten Arbeit a . Diese Betrachtungsweise ist vor allem für neue Verdichterauslegungen sinnvoll, da ein höherer Wirkungsgrad bei gleichbleibenden Verlusten und höherer umgesetzter Leistung zu einem höheren Druckverhältnis führt, dem gegebenenfalls durch Anpassungen Rechnung getragen werden muss, die auch die folgenden Schaufelreihen betreffen (siehe z.B. Yang u. a. (2003), Brignole u. a. (2008), Danner u. a. (2009), Streit u. a. (2013a)).

Für den bisherig vornehmlichen Einsatz von CTs zur Verbesserung eines vorhandenen Verdichters besteht auch zukünftig Bedarf, wenn zu einem fortgeschrittenen Zeitpunkt im Auslegungsprozess festgestellt wird, dass die erforderliche Pumpgrenzreserve nicht eingehalten werden kann oder ein vorhandener Verdichter für einen neuen Einsatzzweck angepasst werden soll. Eine optimale Lösung für das Gesamtsystem lässt sich jedoch nur finden, wenn CTs zu einem integralen Bestandteil des Auslegungsprozesses von Verdichtern werden, zumal eine erzielte Kennfelderweiterung auf verschiedene Weisen genutzt werden kann, um auch indirekt einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad zu erzielen, wie in Kap. 2.1.3 erörtert.

Zu den aerodynamischen Auslegungszielen kommen konstruktive und strukturmechanische Anforderungen hinzu. Zu berücksichtigen sind eine gute Fertig- und Montierbarkeit, Dauerfestigkeit sowie Unempfindlichkeit gegenüber Rotoranstreifen und Verschmutzungen. Zudem soll eine Schwingungsanregung des Rotors durch Resonanzen der CT-Strömung mit den Schaufelmoden vermieden werden (vgl. Brandstetter u. a. (2016)).

2.5.3 Anmerkungen zur Beurteilung der Effektivität und Effizienz

Die Beurteilung der Wirkungsweise von CTs wird üblicherweise im Vergleich zur „glatten“ Gehäusewand ohne CT durchgeführt. Auf diese Weise konnten viele Erkenntnisse über die Wirkungsweise und Gestaltung von CTs erlangt werden. Die Beurteilung verschiedener Forschungsergebnisse untereinander ist jedoch mitunter schwierig, da die Wirksamkeit eines CTs immer auch von den Eigenschaften des Verdichters abhängt.

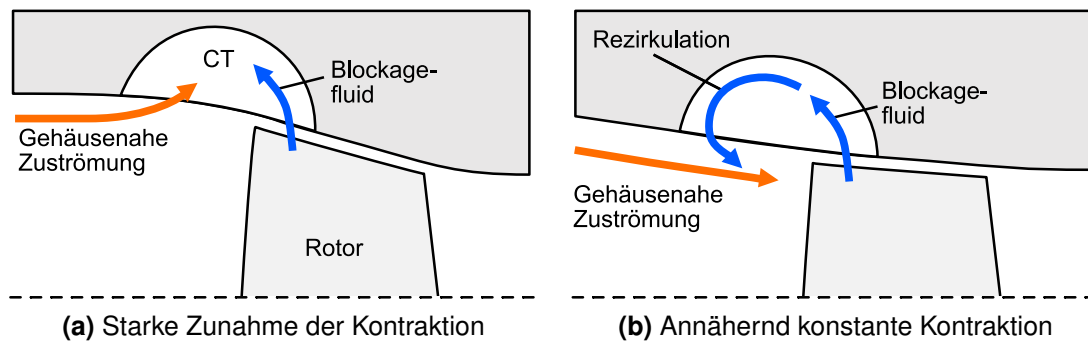


Abbildung 2.26: Interaktion der Passagenströmung mit der CT-Strömung bei verschiedenen Gehäusekontraktionen. Angelehnt an Wilke u. a. (2005).

So kann ein großer Rotorspalt einen positiven Einfluss durch ein CT begünstigen [Mileshin u. a. (2008), Beheshti u. a. (2004), Hah (2016), Hah (2018)], ebenso wie ein Gehäuse ohne Kontraktionsänderung im Bereich des CTs [Wilke u. a. (2005)], wodurch ein leichtes Eindringen der Passagenströmung in das CT vermieden wird (Abb. 2.26). Generalisierende Aussagen hinsichtlich der Wirksamkeit von CTs werden durch die vielen Einflussgrößen deutlich erschwert. Dieser Tatsache sind auch die teilweise widersprüchlichen Untersuchungsergebnisse geschuldet. Studien zu CTs gehen bis in die 1970er Jahre zurück [Wisler u. Hilvers (1974), Prince Jr u. a. (1974)]. Sie umfassen ein breites Spektrum an Verdichtern anhand derer CTs untersucht wurden. Darunter viele, die heutzutage nicht mehr zum Stand der Technik zählen. Auch neuere Studien werden oftmals an Verdichtern durchgeführt, die in vielen Aspekten nicht dem Stand der Technik entsprechen, sei es um eine Referenz zu vorheriger Forschung zu behalten oder weil der Versuchsverdichter nicht mit dem Primärziel eines hohen Wirkungsgrads ausgelegt wurde, sondern unter anderen Gesichtspunkten, wie einer leichten Zugänglichkeit von Messtechnik. Es ist davon auszugehen, dass bei der Beurteilung von CTs zusammen mit nicht-optimalen Verdichtern ein Potential zur Wirkungsgrad- und Pumpgrenzverbesserung genutzt wird, dass bei modernen Verdichtern in dieser Größenordnung nicht besteht. Müller u. a. (2011) vergleichen die Wirksamkeit von CTs über einem Rotor ohne und einem mit Vorwärtspfeilung (THD Rotor 1/4) und stellen eine deutlich geringere Pumpgrenzerweiterung bei dem fortschrittlicheren gepfeilten Rotor fest und zudem einen Anstieg der Wirkungsgradverluste. Angegebene Pumpgrenzerweiterungen und Wirkungsgradsteigerungen durch CTs sollten daher nicht alleine auf das CT bezogen werden, sondern müssen stets im Kontext mit dem Verdichter betrachtet werden. Ohnehin sind in etlichen Veröffentlichungen zu CTs Daten zum Wirkungsgrad gar nicht erst angegeben. Day (2015) schätzt die Zahl dieser Publikationen auf über die Hälfte.

Ein weiteres Problem beim Versuch einer allgemeingültigen Beurteilung von CTs stellt die Tatsache dar, dass sich die Strömungsphänomene, die zu einem Versagen des Verdichters an der Stabilitätsgrenze führen, zwischen verschiedenen Verdichtern stark unterscheiden können. Besonders deutlich wird dies beim Vergleich sub- und transsonischer Verdichter, deren Strömungstopologien grundlegend verschieden sind. Bei transsonischen Verdichtern spielt der Verdichtungsstoß und dessen Interaktion mit dem Spaltwirbel eine bedeutende Rolle für die Strömungsvorgänge im Schaufelspitzenbereich des Rotors (siehe Kap. 2.2.3). Transsonische Rotorprofile weisen eine sehr geringe Wölbung im Schaufelspitzenbereich auf. Im Vergleich zu subsonischen Rotoren sind sie im Vorderkantenbereich oft hoch belastet, bedingt durch einen supersoni-

schen Bereich auf der Saugseite und einem subsonischen Bereich auf der Druckseite. Auch bei Teildrehzahlen sind die Profile im Vorderkantenbereich durch eine Inzidenz und die geringe Profilwölbung oftmals hoch belastet. Bereits Prince Jr u. a. (1974) bemerkten, dass transsonische Verdichter aufgrund ihrer Eigenschaften besonders für eine Verbesserung der Pumpgrenze durch CTs geeignet seien müssten, auch wenn das Wissen über die stabilitätskritischen Strömungsvorgänge im Schaufelspitzenbereich noch sehr begrenzt war.

Auch sehr „ähnliche“ Verdichter können sich in den Versagensmechanismen beim Erreichen der Pumpgrenze unterscheiden, wie Houghton u. Day (2011) an einem subsonischen Verdichter nachgewiesen haben (vgl. Kap. 2.3.2). CTs sind nach ihren Untersuchungen besonders effektiv, wenn die Instabilität ohne CTs durch Spikes hervorgerufen wird und dies bei einem Einsatz von CTs auch so bleibt. Ändert sich das Versagensverhalten jedoch zu Modalwellen, wie von Houghton u. Day (2012) und Müller u. a. (2011) beobachtet, so begrenzt dies die mögliche Pumpgrenzerweiterung durch das CT. Den Versagensmechanismus eindeutig vorherzusagen, ist jedoch bisher nicht möglich (vgl. Kap. 2.3.2).

CTs, die für einen Verdichter ausgelegt wurden, zeigen daher an einem anderen möglicherweise nicht die gewünschte Wirkung und müssen angepasst werden. Weichert (2011) bezeichnet Maßnahmen zur Stabilitätsenerweiterung daher als eine im Allgemeinen teure und zeitintensive Übung im „trial and error“. Dies macht es umso wichtiger, ein umfangreiches Wissen über die relevanten aerodynamischen Effekte zu erlangen.

Auch in dieser Arbeit wird auf einen vorhandenen Verdichter aufgebaut. Durch umfangreiche Optimierungen, die Rotor und Gehäuseprofil einschließen, kann der Einfluss des spezifischen Rotors zumindest reduziert werden, um so eine gewisse Verallgemeinbarkeit zu erlangen.

2.5.4 Zeitliche Entwicklung der Forschung

Um die in der Literatur zu CTs vorgeschlagenen Ansätze besser einordnen zu können, ist ein kurzer historischer Rückblick auf die Forschung zu CTs sinnvoll. Weitergehende Informationen sind in Hathaway (2007) zu finden.

Die Idee durch eine Modifikation des Gehäuses eine Strömungsbeeinflussung zu erzielen, lässt sich zum ersten Mal in einem Patent von Wilde (1950) finden. Darin wird die Entnahme von Fluid in einer hinteren Verdichterstufe und ein Einblasen vor dem IGV beschrieben. Ziel ist die Verbesserung der Inzidenz bei Teildrehzahl im gehäusenahen Bereich, wodurch ein verzögertes Auftreten von Stall erreicht werden soll.

Ein Einfluss der Gehäusegeometrie über dem Rotor auf die Pumpgrenze wurde erstmals Ende der 1960er Jahren bei der NASA festgestellt. Die von Koch (1970) initiierten Arbeiten hatten eigentlich zum Ziel, Ein- und Ausblasestudien durchzuführen. Dabei wurde festgestellt, dass alleine die Modifikation des Gehäuses einen positiven Effekt auf das Einsetzen von Stall hat, ohne dass ein- oder ausgeblasen wurde. Obwohl über die Mechanismen lediglich spekuliert werden konnte, gaben diese Studien Anlass für weitere Untersuchungen von „Casing Treatments“ [Bailey u. Voit (1970), Bailey (1972), Osborn u. a. (1971), Moore u. a. (1971), Moore u. Osborn (1977), Prince Jr u. a. (1974) und Takata u. Tsukuda (1977)].

Zu dieser Zeit war das Verständnis der gehäusenahen Strömung, insbesondere nahe der Pumpgrenze, noch nicht so ausgeprägt, als dass detaillierte Beschreibungen der zugrunde liegenden physikalischen Mechanismen möglich gewesen wären, auf deren

	Umfangssymmetrie	Rezirkulation	RANS möglich	URANS nötig
Umfangsnuten	x		x	
Trenching	x		x	
Quasi-Axial-Schlitze		x		x
Recessed Vanes		x		x
Rezirkulationskanäle / Gehäuseeinblasung		x		x
Honeycombs und Poröse Gehäusewand				x
Vortex Generators				x
Stabilisator- und Separatorringe			x	

Tabelle 2.1: Vergleich verschiedener Formen von CTs.

Basis CTs hätten entwickelt werden können. Die Auswahl der Geometrieparameter der CTs geschah daher lange Zeit fast einzig anhand geometrischer Gesichtspunkte. Auch die Wirkungsweise konnte nicht im Detail analysiert werden. Dies wurde erst durch die Entwicklung moderner Messtechnik und CFD-Verfahren ermöglicht.

So ist zu erklären, weshalb zunächst Ansätze verfolgt wurden, die eine großflächige Applikation von verhältnismäßig großen CTs vorsahen. Erst in letzter Zeit ist ein Wandel hin zu einem zielgerichteten, kleinflächigeren Einsatz von CTs zu erkennen, angetrieben durch gestiegene Anforderungen an den Wirkungsgrad. So kommt es, dass viele der frühen Erkenntnisse und Auslegungsrichtlinien heutzutage als überholt anzusehen sind. Da es bisher nicht möglich ist das Versagensverhalten eines neuen Verdichters vorherzusagen (vgl. Kap. 2.3.2) wird die Forschung zu CTs weiterhin von empirischen Arbeiten dominiert. Fortschrittliche Optimierungsmethoden kombiniert mit CFD-Verfahren und stetig steigenden Rechenkapazitäten stellen daher einen vielversprechenden Ansatz dar, die Forschung auf diesem Gebiet voranzutreiben.

2.5.5 Klassifizierung

CTs sind eine Anordnung von Nuten, Schlitzen, Löchern oder anderen Formen, die aus dem Gehäuse oberhalb des Rotors ausgeschnitten werden. Davon abgrenzen lässt sich eine Gehäusekonturierung, bei der es sich um die Gestaltung des Krümmungsverlaufs der Kontur oder auch der Fläche handelt. Die Gehäusewand bildet hierbei weiterhin eine geschlossene Fläche. Wird die Gehäusekonturierung rotationssymmetrisch ausgeführt, so wird auch von einer Gehäuseprofilierung gesprochen.

Im Laufe der Zeit haben sich unterschiedliche CT-Konzepte etabliert (Tab. 2.1). Es sind auch Mischformen möglich, wie etwa eine Kombination aus Umfangsnut und Axialschlitz oder „Recessed-Vane“-CT. Außerdem können CTs mit einem zusätzlichen Plenum ausgeführt werden. Hathaway (2007) gibt einen umfassenden Überblick.

Die häufig vorzufindende Unterteilung in umfangssymmetrische und nicht-umfangssymmetrische CTs ist aus verschiedenen Gründen zweckmäßig. Umfangssymmetrische CTs weisen eine geringere geometrische Komplexität auf, lassen sich einfacher fertigen und mit deutlich geringerem Aufwand numerisch simulieren. Dies ist durch den möglichen Einsatz von stationären CFD-Verfahren begründet, die einen deutlich geringeren Rechenaufwand gegenüber zeitgenauen Verfahren erfordern. Nicht-

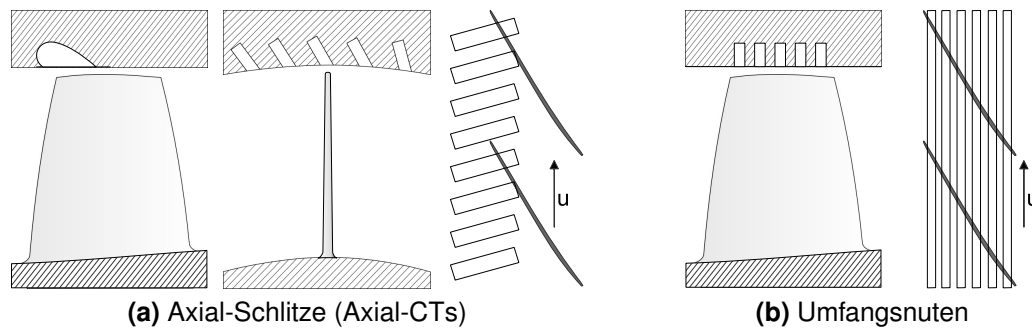


Abbildung 2.27: CT-Konzepte, die in dieser Arbeit detailliert betrachtet werden.

umfangssymmetrische CTs kennzeichnen sich durch eine instationäre Strömungsbeflussung und erzielen üblicherweise größere Pumpgrenzerweiterungen, zeigen jedoch häufig höhere Wirkungsgradeinbußen.

Zwei typische Vertreter dieser beiden Kategorien sind Umfangsnuten und axiale Schlitze (Axial-CTs) (Abb. 2.27), die besonders häufig Gegenstand von Untersuchungen sind. Dies mag durch die frühen Arbeiten der 1970er Jahre begründet sein (Kap. 2.5.4), aus denen diese CT-Konzepte als besonders erfolgsversprechend hervorgingen.

Ein grundlegender aerodynamischer Unterschied besteht darin, dass die treibende Kraft bei Umfangsnuten ein Druckgradient in Umfangsrichtung ist, und konstruktionsbedingt kein Fluid rezirkuliert. Bei Axial-CT hat auch der Druckgradient in axialer Richtung einen bedeutenden Einfluss und bewirkt eine axiale Rezirkulation von Fluid.

In den folgenden Kapiteln werden Umfangsnuten und axiale Schlitze im Detail betrachtet. In Kap. B.1 finden sich darüber hinaus Informationen zu weiteren CT-Typen.

2.5.6 Gestaltung und Wirkungsweise von Umfangsnuten

Umfangsnuten bezeichnen eine oder mehrere in Umfangsrichtung in das Gehäuse eingebrachte Nuten. Auch wenn nicht-umfangssymmetrische Nuten denkbar sind [Gümmmer (2009), Mayenberger u. a. (2013)], sind die in der Literatur untersuchten Nuten fast ausschließlich umfangssymmetrisch ausgeführt und weisen oft eine rechteckige Form auf, die sich mit lediglich drei Parametern, Höhe h , Breite b und Position x , beschreiben lässt.

Umfangsnuten weisen im Vergleich zu anderen CT-Typen ein geringes Potential zur Pumpgrenzerweiterung auf, führen jedoch üblicherweise auch zu weniger Wirkungsgradeinbußen. Sie stellen daher in Fällen, die lediglich einen geringen Pumpgrenzgewinn erfordern, eine gute Wahl dar. Darüber hinaus weisen sie eine große mechanische Integrität auf. Die Tatsache, dass experimentelle, als auch numerische Studien gegenüber nicht-umfangssymmetrischen CTs einfacher und kostengünstiger durchzuführen sind, erklärt die Vielzahl an Publikationen zu Umfangsnuten. Die geringe Parameterzahl erleichtert Parameterstudien, die einen Großteil der Literatur ausmachen. Parameterbereiche und Anzahl der durchgeführten geometrischen Variationen sind jedoch oftmals sehr begrenzt. Daher und aufgrund der unterschiedlichen Verdichter mit denen die Studien durchgeführt wurden (vgl. Kap. 2.5.3), können die gewonnenen Erkenntnisse schwer in einen gesamtheitlichen Kontext gebracht werden.

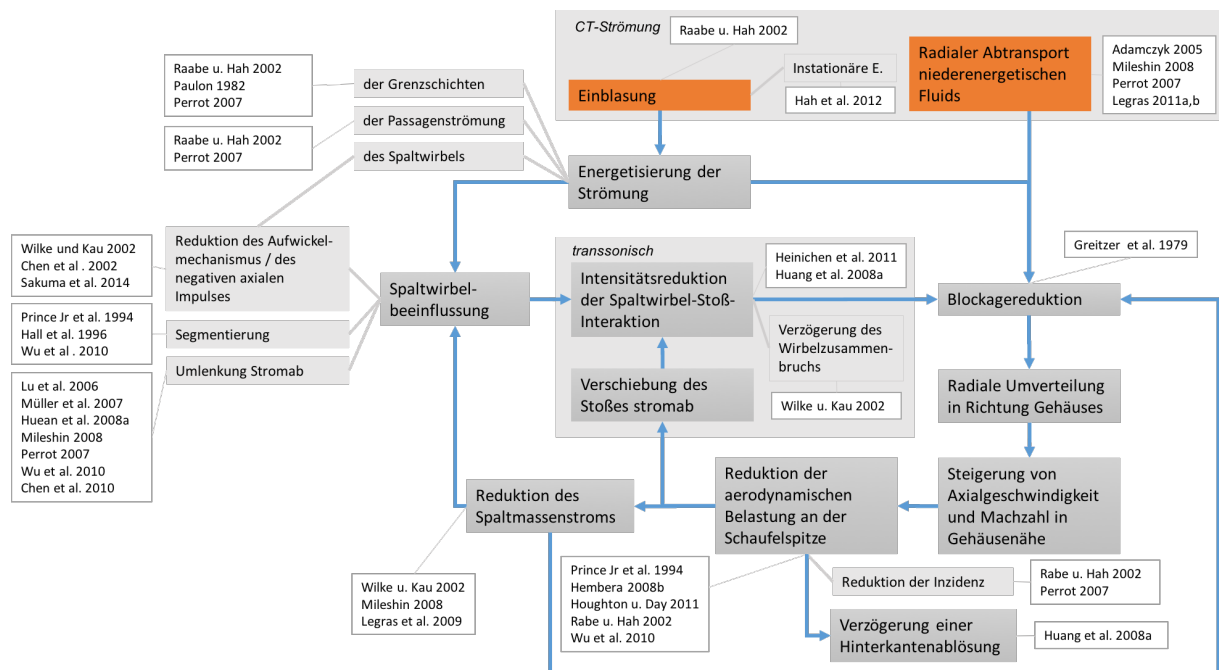


Abbildung 2.28: Zusammenhänge zur Wirkungsweise von Umfangsnuten in der Literatur.

Strömungsphysikalische Effekte durch Umfangsnuten

Durch Umfangsnuten wird dem Fluid die Möglichkeit gegeben den Strömungspfad in Bereichen hoher Schaufelbelastung und hohen lokalen Drucks zu verlassen, sich in der Nut fortzubewegen und an einer Stelle moderaten Drucks wieder in die Passage einzutreten. Hierdurch wird eine Reihe strömungsphysikalischer Effekte hervorgerufen, deren Bedeutung für eine Erweiterung der Pumpgrenze in der Literatur unterschiedlich bewertet wird. Dieser Abschnitt soll einen Überblick über die diskutierten Effekte geben und diese in einen Kontext setzen. Zur Orientierung zeigt Abb. 2.28 eine Übersicht relevanter Effekte und in der Literatur hergestellter Zusammenhänge.

Die Wirkung der CT-Strömung auf die Passagenströmung kann in zwei Effekte unterteilt werden (rote Markierung in Abb. 2.28). Eine Einblasung aus dem CT heraus in die Passagenströmung und einen radialen Abtransport niederenergetischen Fluids.

Den Effekt des radialen Abtransports niederenergetischen Fluids untersuchen Shabbir u. Adamczyk (2005). Auf Basis numerischer Simulationen berechnen Sie für einen subsonischen Verdichter die Komponenten der axialen Impulserhaltung für ein Kontrollvolumen verschwindender Höhe am Gehäuse im Rotorspalt. Bei glattem Gehäuse wird die axiale Druckkraft in gehäusenähe alleine durch die axiale Wandschubspannung ausgeglichen. Mit Umfangsnuten fällt diese geringer aus, da ein Teil der Wandfläche durch CT-Öffnungen ersetzt wird. Dieses Defizit wird durch eine zusätzlich auftretende Axialkraftkomponente ausgeglichen, die durch einen radialen Transport axialen Impulses in die Nuten hervorgerufen wird:

$$\underbrace{\int_A (pdA_x)}_{\text{axiale Druckkräfte}} = \underbrace{\int_A \tau_{rx} dA_r}_{\text{ax. Wandschubspannung}} - \underbrace{\int_A \rho v_x v_r dA_r}_{\text{radial abtransportierter ax. Impuls}} \quad (2.35)$$

Durch den Abtransport negativen axialen Impulses wird die negative Axialgeschwindigkeitskomponente im Blattspitzenbereich reduziert. Der Rotor kann so bei einem höheren statischen Druckanstieg noch stabil laufen. Legras u. a. (2011a,b,c, 2012) er-

weitern die Methode von Shabbir u. Adamczyk (2005) um instationäre Terme. Auch andere Autoren zeigen, dass durch Umfangsnuten ein in negative axiale Richtung zeigender Impulsanteil der Spaltströmung nahe der Vorderkante reduziert werden kann [Chen u. a. (2010), Sakuma u. a. (2014)].

Damit einher geht eine Blockagereduktion in Gehäusenähe [Shabbir u. Adamczyk (2005), Perrot u. a. (2007)]. Schon früh wurde ein Zusammenhang zwischen einer Blockagereduktion und der pumpgrenzerweiternden Wirkung von Umfangsnuten vermutet [Takata u. Tsukuda (1977); Greitzer u. a. (1979)]. Dass eine Blockagereduktion nicht zwingend der ausschlaggebende Mechanismus bei einer Pumpgrenzerweiterung ist, haben Houghton u. Day (2011) experimentell nachgewiesen, indem sie die Austrittsblockage bei verschiedenen Nuten untersuchten und keine Korrelation zum Arbeitsbereich feststellen konnten. Es kann vermutet werden, dass eine Blockagereduktion insbesondere bei Verdichtern mit hoher Anfangsblockage zu einem positiven Ergebnis in Bezug auf die Pumpgrenze führt.

Eine Blockagereduktion bewirkt eine radiale Umverteilung der Strömung in Richtung Gehäuse (vgl. Kap. 2.2.4). Dies führt zu einer Steigerung der Axialgeschwindigkeit und Mach-Zahl in Gehäusenähe und einer Reduktion der Inzidenz [Rabe u. Hah (2002)], wodurch die aerodynamische Belastung der Schaufelspitze sinkt. Darüber hinaus kann ein Einsaugen von Grenzschichtfluid in die Umfangsnut [Paulon u. Dehondt (1982)] und Energetisieren der Grenzschicht durch aus den Nuten ausgeblasenes Fluid [Rabe u. Hah (2002)] die Belastung reduzieren.

Führt ein starker Anstieg der Schaufelbelastung zu Ablösungen [Vo u. a. (2008); Suder u. a. (2001); Camp u. Day (1998)], wirkt sich eine Reduktion der Schaufelbelastung durch Umfangsnuten positiv auf die Stabilitätsgrenze aus [Prince Jr u. a. (1974); Paulon u. Dehondt (1982); Rabe u. Hah (2002); Hembera u. a. (2008b)]. Houghton u. Day (2011) beobachten neben der Reduktion auch eine Verschiebung der Belastung durch die Nuten in Richtung Hinterkante. Sie können in ihrer Untersuchung jedoch keinen direkten Zusammenhang zwischen pumpgrenzerweiternder Wirkung und Reduktion der Schaufelbelastung durch Umfangsnuten feststellen.

Eine Reduktion der Rotorspitzenbelastung führt zu einer Minderung des Spaltmassenstroms mit Folgen für die Spaltwirbelentstehung. Umfangsnuten können den Aufwickelmechanismus des Spaltwirbels unterdrücken und ein Anwachsen vermindern [Wilke u. Kau (2002), Mileschin u. a. (2008), Legras u. a. (2009)]. Zudem wird das Drallverhältnis (Gl. 2.15) reduziert, wodurch die Wahrscheinlichkeit eines Wirbelzusammenbruchs sinkt (Abb. 2.8) bzw. der Zusammenbruch hinausgezögert wird [Rabe u. Hah (2002)]. Weitere Auswirkungen auf den Spaltwirbel sind eine Verschiebung der Trajektorie zur Saugseite, wodurch sich bei transsonischen Verdichtern der Winkel zwischen Wirbel und Stoß ändert [Müller u. a. (2007, 2008); Chen u. a. (2010)]. Nahe der Pumpgrenze wird dadurch "spillage" verzögert [Lu u. a. (2006b), Müller u. a. (2007), Huang u. a. (2008), Mileschin u. a. (2008), Perrot u. a. (2007), Wu u. a. (2010)]. Außerdem findet eine Segmentierung des Spaltwirbels statt, was einige Autoren als wichtigen Mechanismus zur Pumpgrenzerweiterung ansehen [Prince Jr u. a. (1974), Hall u. a. (1996), Wu u. a. (2010)]. Da die Segmentierung jedoch auch in Fällen auftritt, in denen keine Pumpgrenzerweiterung beobachtet wird, kann kein eindeutiger Zusammenhang festgehalten werden [Rabe u. Hah (2002)].

Neben dem radialen Abtransport niederenergetischen Fluids bewirkt auch die Strömung aus den Nuten eine Energetisierung der Passagenströmung und des Spaltwirbels und somit eine Reduktion der Blockage [Perrot u. a. (2007), Hah u. a. (2012)].

Bei transsonischen Rotoren führen die zuvor genannten Mechanismen, insbesondere eine Reduktion des Wirbeldrallverhältnisses, eine Energetisierung der Wirbelkernströmung sowie eine Verschiebung des Stoßes stromab, zu einer Reduktion der Intensität der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion und damit zu einem verzögerten Wirbelzusammenbruch und einer geringeren Blockage. Einige Autoren versuchen daher gezielt die Stoß-Wirbel-Interaktion durch Umfangsnuten zu beeinflussen [Heinichen u. a. (2011), Huang u. a. (2008), Wilke u. Kau (2002)].

Anzahl, Position und Gestaltung der Nuten

Viele bisherige Studien untersuchen mehrere Umfangsnuten in Reihe, deren Positionen sich über die gesamte oder einen Großteil der axialen Sehnenlänge erstrecken und die dabei häufig geometrisch ähnlich sind (siehe Tab. C.1). Diese Vorgehensweise lässt sich bis auf die ersten Studien zu CTs zurückzuführen [Wisler u. Hilvers (1974)]. Mit steigender Nutenanzahl sind jedoch größere Einbußen im Wirkungsgrad zu erwarten [Fujita u. Takata (1984), Wilke u. Kau (2002), Rabe u. Hah (2002), Nezym (2004), Shabbir u. Adamczyk (2005), Mileschin u. a. (2008), Hembera u. a. (2008b), Perrot u. a. (2007), Houghton u. Day (2012)]. Andererseits können mehrere günstig platzierte Nuten, die Pumpgrenze im Vergleich zu einer Einzelnut zusätzlich erweitern [Huang u. a. (2008), Houghton u. Day (2012), Goinis u. a. (2013b)].

Gezielte Untersuchungen und Parameterstudien zur optimalen Positionierung einer einzelnen Nut wurden von Houghton u. Day (2011), Houghton u. Day (2012), Perrot u. a. (2007) und Hembera u. a. (2008b) an subsonischen und Sakuma u. a. (2013), Sakuma u. a. (2014) sowie Goinis u. a. (2013b) an transsonischen Verdichtern durchgeführt. An subsonischen Verdichtern wird eine Positionierung im Bereich von 50% der axialen Sehnenlänge des Rotors empfohlen [Houghton u. Day (2011) und Houghton u. Day (2012), Paulon u. Dehondt (1982), Bailey u. Voit (1970)]. Houghton u. Day (2011) und Houghton u. Day (2012) stellen eine weitere günstige Position bei 10% axialer Sehnenlänge an zwei unterschiedlichen subsonischen Verdichtern fest. Die zwei Positionen bringen sie in Verbindung mit verschiedenen Wirkmechanismen.

Nuten im hinteren Bereich des Rotors zeigen oftmals keinen Beitrag zur Erweiterung der Stabilitätsgrenze [Rabe u. Hah (2002), Shabbir u. Adamczyk (2005), Mileschin u. a. (2008), Hembera u. a. (2008b), Perrot u. a. (2007)], insbesondere bei transsonischen Rotoren [Sakuma u. a. (2013), Goinis u. a. (2013b)], was mit der Bedeutung des Gebietes der Stoß-Wirbel-Interaktion für die Stabilität erklärt werden kann (vgl. Kap. 2.2.3). Liegt die Ursache für die Instabilität in einem anderen Bereich, wird etwa durch eine Reduktion der Spalthöhe die Spaltströmung deutlich reduziert, so dass eine Ablösung im Schaufelspitzenbereich stabilitätsbegrenzend wirkt [Sakuma u. a. (2016)], so kann auch eine Nut im hinteren Bereich auf die Stabilitätsgrenze wirken [Huang u. a. (2008)]. Dieses Beispiel ist als akademischer Testfall zu verstehen, der verdeutlicht, dass für transsonische Verdichter üblicherweise die Strömung im Bereich der Stoß-Wirbel-Interaktion die Stabilität bestimmt und Nuten daher in diesem Bereich platziert werden sollten [Heinichen u. a. (2011)].

Auch die Nutentiefe wurde bereits eingehend untersucht. Nezym (2004) kommt bei einer statistischen Auswertung in der Literatur verfügbarer experimenteller Studien zu der Auffassung, gerade die Nutentiefe sei ein besonders wichtiger Parameter. Nuten mit einer Tiefe in der Größenordnung der Spalthöhe sollen im Folgenden als "flach" und solche mit einer die Spalthöhe um ein vielfaches übersteigende Tiefe als "tief" bezeichnet werden.

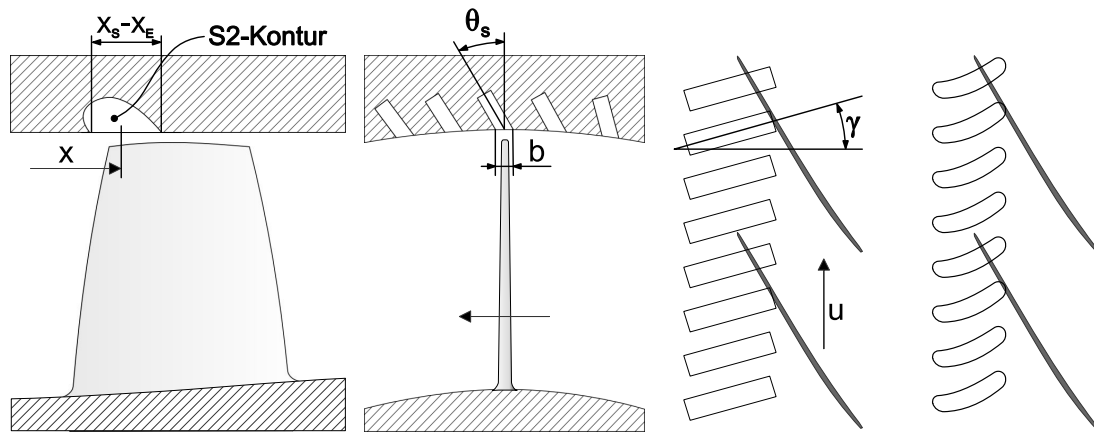


Abbildung 2.29: Gestaltung von Axial-CTs. „Halbherz“-Form CT mit Umfangsneigung θ_s („skewed CT“) und Staffelung γ , sowie weitere mögliche Grundfläche („bend CT“).

Häufig werden tiefe Nuten als effektiver zum Erweitern der Pumpgrenze erachtet [Paulon u. Dehondt (1982), Müller u. a. (2007) und Müller u. a. (2008), Hembera u. a. (2008b)]. Dabei wird oftmals ein Zusammenhang zur radialen Geschwindigkeitskomponente in die Nut [Paulon u. Dehondt (1982)] oder aus der Nut [Hembera u. a. (2008b)] zur Begründung angegeben. Rabe u. Hah (2002) zeigen hingegen, dass die maximale Radialgeschwindigkeit in die Nut zwar von deren Tiefe abhängt, aus der Nut heraus jedoch für eine flache und tiefe Nut identisch ist. Sie folgern, dass wesentlich flachere Nuten als angenommen eingesetzt werden können. Auch andere Autoren erweitern die Pumpgrenze mit flachen Nuten [Perrot u. a. (2007), Müller u. a. (2007), Sakuma u. a. (2013)], die Bezüglich des Wirkungsgrads einen Vorteil aufweisen [Houghton u. Day (2012), Müller u. a. (2007), Müller u. a. (2008), Wilke u. Kau (2002), Sakuma u. a. (2013)].

Zur Breite der Nuten finden sich wenige Aussagen in der Literatur. Basierend auf einer experimentellen Parameterstudie folgern Wu u. a. (2010), dass die Breite möglichst klein sein soll, um einen hohen Pumpgrenzgewinn zu erzielen.

Studien von Chen u. a. (2010) und Goinis u. a. (2013b) zeigen, dass die Wirkungsweise der Nuten durch eine Abkehr von der rechteckigen Form verbessert werden kann.

2.5.7 Gestaltung und Wirkungsweise von Axial-CTs

Axial-CTs unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Strömungsbeeinflussung deutlich von Umfangsnuten. Während bei Umfangsnuten die Effekte aufgrund der Umfangssymmetrie als überwiegend zeitunabhängig angesehen werden können, ist die Strömungsbeeinflussung bei Axial-CTs instationär. Die erzielbare Pumpgrenzerweiterung ist typischerweise höher, wie etliche Studien belegen (z.B. Müller u. a. (2011)).

Gestaltung

Nachdem in den frühen Studien eine Positionierung von CTs über der Rotormitte favorisiert wurde, werden moderne Axial-CTs nahe der Vorderkante des Rotors positioniert und ragen stromauf über diese hinaus (siehe Abb. 2.29), so dass x_S vor der Rotorvorderkante liegt und x_E hinter ihr.

Weitere Gestaltungsmerkmale sind eine mögliche Neigung („skewed slots“) um den

Winkel θ_s sowie Drehung (Staffelung) γ um die nach außen weisende Achse. Sind vorderer und hintere Teil unterschiedlich gestaffelt, spricht man von gebogenen Schlitzten („bend slots“, Abb. 2.29 rechts). Der Querschnitt moderner Axial-CTs ist halbkreis- bis „halbherz“-förmig zur Begünstigung einer effektiven Rezirkulation.

Arbeitsprinzip

Die Positionierung nahe der Vorderkante im Bereich der Spaltwirbelentstehung und Interaktion des Spaltwirbels mit dem Stoß bei transsonischen Verdichtern ermöglicht eine Einflussnahme auf die bei den meisten Verdichtern wesentlichen an der Instabilität beteiligten Strömungsphänomene. Zudem lässt sich so eine effektive Rezirkulation bewirken, die als Schlüsselmechanismus für die Wirkungsweise angesehen wird.

Das Arbeitsprinzip sieht eine Fluidentnahme aus der Passage durch den stromab liegenden Teil des CTs mit einer anschließenden Rezirkulation im CT und einer Einblasung in die Hauptströmung aus dem stromauf liegenden Teil des CTs vor, wobei das CT-Volumen zu einem gewissen Grad als Zwischenpuffer fungieren kann.

Beide Mechanismen, Entnahme und Ausblasung von Fluid, tragen zur Erweiterung der Pumpgrenze bei. Lee u. Greitzer (1990) und Seitz (1999) haben dies experimentell nachgewiesen, indem getrennt voneinander der Einfluss von Absaugung über dem Rotor und Einblasung stromauf des Rotors untersucht wurde.

Basierend auf dem Rezirkulationsprinzip lässt sich eine formale Aufteilung des CTs in einen stromab liegenden Entnahmebereich und einen stromauf liegenden Ausströmbereich vornehmen. Angetrieben wird die Rezirkulation durch eine Druckdifferenz zwischen den beiden Teilbereichen, hervorgerufen durch die Differenz von Schaufeldruck- zu Saugseite und der Druckdifferenz über den Verdichtungsstoß. Da sich Schaufel und CT relativ zueinander bewegen, verändert sich der Ein- und Ausströmbereich periodisch. In Momenten in denen Schaufel oder Verdichtungsstoß unterhalb des CTs passieren ist der Druckgradient besonders hoch und treibt die Rezirkulation an. Reduziert sich der Druckgradient, stagniert die Rezirkulation. Die Strömung schwankt periodisch zwischen Phasen der Rezirkulation und Phasen, in denen die Rezirkulation zusammenbricht.

Die Möglichkeit der Ausbildung einer Rezirkulation wird maßgeblich vom Betriebspunkt beeinflusst. In entdrosselten Betriebspunkten mit stromab liegendem Passagenstoß und geringer Druckdifferenz zwischen Schaufeldruck- und Saugseite nahe der Vorderkante kommt üblicherweise keine Rezirkulation zustande. Dies kann als vorteilhaft angesehen werden, da so die Reibungsverluste im CT geringer sind und weniger CT-bedingte Verluste entstehen.

Bezüglich einer Stabilitätserweiterung stellt eine Rezirkulation, die das gesamte CT ausnutzt, den Idealfall der CT-Strömung dar. Steigt der Anteil dieses rezirkulierenden Fluids gegenüber dem gesamten in das CT eintretende Fluid, so steigt auch die Effizienz des CTs bezüglich einer Pumpgrenzerweiterung [Brignole u. a. (2008)]. Weiteres Merkmal der Axial-CT-Strömung ist eine zusätzliche lokale Zirkulation über die Rotorschaufeldspitze von der Druck- zur Saugseite, die nur einen geringen Teil des CT-Volumens betrifft. Außerdem tritt Fluid der Hauptströmung in den stromauf liegenden Teil des CTs ein und behindert damit die gewollte Rezirkulationsströmung im CT. Wie stark Fluid eintritt, hängt entscheidend von der Gehäusekontraktion ab (Abb. 2.26) [Wilke u. a. (2005)].

Bei in Umfangsrichtung geneigten Schlitzten wird die Tangentialgeschwindigkeitskom-

ponente der Strömung durch die Rezirkulation im CT in ihrer Richtung umgekehrt. Ein in Richtung der Rotorrotation geneigtes CT ermöglicht eine verlustärmere Einströmung in das CT. Die Ausströmung erfolgt bei dieser Neigung entgegen der Rotationsrichtung als Gegendrall. Es findet somit eine Dralländerung statt, die mit steigender Neigung zunimmt und die Belastung an der Schaufelspitze erhöht. Konzepte, wie die von Yang u. a. (2003), ermöglichen durch einen Rezirkulationskanal eine Ausströmung in Rotationsrichtung und zielen darauf ab die Belastung an der Schaufelspitze zu reduzieren.

Bei nicht-umfangssymmetrischen CTs tritt ein nicht vernachlässigbares Moment durch die Druckkräfte am Gehäuse um die Maschinenachse auf. Bei der Herleitung der Eulerschen Turbomaschinengleichung unter Annahme rotationssymmetrischer Gehäuse,

$$a = \Delta h_{tot} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1, \quad (2.36)$$

tritt dieses Moment nicht auf, da sich die Momente der Druckkräfte am Gehäuse aufheben. Das Moment der Scherkräfte kann in Axialmaschinen grundsätzlich vernachlässigt werden. Für Fälle, bei denen die Druckkräfte am Gehäuse ein Moment hervorrufen, kann Gl. 2.36 daher zu fehlerhaften Aussagen führen und muss um einen Term erweitert werden, der dem Rechnung trägt [Brignole (2010)]:

$$a = \Delta h_{tot} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 + \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{Gehäuse} \right| \quad (2.37)$$

Durch Axial-CTs wird im Rotor demnach nicht nur durch die Dralländerung über die Schaufel Arbeit umgesetzt, wie es für Fälle mit umfangssymmetrischer Gehäusekontur näherungsweise gilt, sondern auch durch das Moment, welches vom Gehäuse übertragen wird. Dieses wiederum ist abhängig von der Rezirkulation und Umlenkung der Strömung im CT und den sich daraus ergebenden Druckkräften auf die Seitenwände des CTs. Danner u. a. (2009) vermuten, dass bei dem von ihnen untersuchten Testfall mit geneigten Axial-CTs ein Hauptteil der erhöhten Arbeitsübertragung durch die Dralländerung der rezirkulierten Strömung entsteht.

Zu beachten gilt, dass durch die Arbeitsumsetzung aufgrund der Gehäusemomente bei Axial-CTs Arbeit im Rotorrelativsystem verrichtet wird und der Totaldruckverlustbeiwert daher keine aussagekräftigen Ergebnisse zu Verlusten in Konfigurationen mit nicht-umfangssymmetrischen CTs liefert [Brignole (2010), Streit u. a. (2013a)]. Stattdessen sollte beispielsweise auf die Entropieproduktion über den Rotor als Maß für die Verluste zurückgegriffen werden [Denton (1993)].

Mit der Definition der Rothalpie nach Wu (1952) folgt aus Gl. 2.37:

$$\Delta h_{rot} = \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{Gehäuse} \right| \quad (2.38)$$

Die Rothalpie ist daher für Fälle, in denen ein Gehäusemoment auftritt, nicht konstant, sondern steigt an. Um für Verdichter mit nicht-umfangssymmetrischem Gehäuse die Arbeitsumsetzung besser quantifizieren zu können, haben Brignole u. a. (2008) aus Gl. 2.37 und 2.38 einen Rothalpieparameter abgeleitet (Herleitung in Brignole (2010)):

$$R_{\Delta h_{rot}} = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{tot}} = 1 - \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{\Delta h_{tot}} \quad (2.39)$$

Dieser ermöglicht eine Abschätzung der zusätzlichen erforderlichen Arbeit beim Anbringen eines CTs. Andersherum kann unter der Voraussetzung einer konstanten Ar-

beitsübertragung und konstanter Eintrittsbedingungen ein Zusammenhang zwischen Dralländerung und dem Rothalpieparameter hergestellt werden.

Einen ähnlichen Ansatz zeigen Müller u. a. (2011). Die Totalenthalpieerhöhung lässt sich über die Eulergleichung (2.36) unter Vernachlässigung der durch das CT hervorgerufenen Umlenkung berechnen, als auch über die Totaltemperaturdifferenz:

$$\Delta h_{tot} = c_p \cdot (T_{t2} - T_{t1}) \quad (2.40)$$

Die Differenz der auf beide Weisen berechneten Totalenthalpieerhöhung quantifiziert den Beitrag des CTs. Unter Annahme konstanter Zuströmung und Normierung mit dem Fall ohne CT (GW) lässt sich der Leistungsumsatz des CTs abschätzen:

$$\Delta h_{tot,CT,bez} = \frac{[c_p(T_{t1} - T_{t2}) - u \cdot c_{u2}]_{CT} - [c_p(T_{t1} - T_{t2}) - u \cdot c_{u2}]_{GW}}{[c_p(T_{t1} - T_{t2})]_{GW}} \quad (2.41)$$

Aus einer Betrachtung der erweiterten Euler-Gleichung (Gl. 2.37) über ein Kontrollvolumen, das Rotor und CT beinhaltet, sowie der wirkenden Momente und unter Vernachlässigung der Scherspannungen und Annahme eines konstanten Gehäuseradius erhält Brignole (2010) eine einfache Modellgleichung, mit Hilfe derer er die Haupttreiber der Rothalpieerhöhung identifiziert. Neben dem durch das CT rezirkulierenden Massenstrom wird die Rothalpie maßgeblich von der Änderung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über das CT beeinflusst ($\Delta c_u = c_{u,CT\text{-Einströmbereich}} - c_{u,CT\text{-Ausströmbereich}}$). Diese wird maximal bei stark geneigten Schlitzen, da so die Umfangskomponente der Austrittsströmung erhöht wird. (Auf die eintretende Strömung hat das CT keinen großen Einfluss). Der rezirkulierende Massenstrom wird hauptsächlich von der CT-Fläche und der Überlappung des CTs mit dem Rotorbereich (dies ist der Einstrombereich in dem Einfachen Modell) beeinflusst. Er kann jedoch durch eine Einstromung im vorderen CT-Bereich gehemmt werden, was durch eine Kontraktion des Gehäuses und eine ungünstige CT-Staffelung begünstigt wird.

Ein Maß für die Rezirkulation stellt der Unterschied in der auf die Austrittsgrößen bezogene Massenstrom-Funktion (engl.: outflow-function)

$$\dot{m}_{aus} = \dot{m} \cdot \frac{p_{ISA}}{p_{t2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{ISA}} \cdot \frac{R}{R_{ISA}} \cdot \frac{\kappa_{ISA}}{\kappa}} \quad (2.42)$$

zwischen Konfigurationen mit und ohne Axial-CT dar [Müller (2011)].

Einfluss auf die gehäusenaher Strömung

Die Druckschwankungen unterhalb des CTs führen zu einer pulsierenden Absaugung und Ausblasung aus den CTs mit der Frequenz $f = N_R \cdot n$. Im Rotorrelativsystem erfährt die Passagenströmung Pulse der Frequenz $f_{rel} = N_{CT} \cdot n$. Während einige Autoren in der Instationarität einen wichtigen Aspekt für das Hinauszuzögern der Pumpgrenze sehen [Wilke u. Kau (2002), Tuo u. a. (2010)], erachten andere den zeitlich gemittelten Effekt als ausschlaggebend [Smith u. Cumpsty (1984), Crook u. a. (1993)].

Ein wesentlicher Effekt ist die Beeinflussung des Spaltwirbels und der Spaltströmung, worin einige Autoren den Hauptgrund der Pumpgrenzerweiterung sehen [Clemen u. Gümmer (2009)]. Durch eine Reduktion der Spaltströmung im Bereich des CTs wird die Spaltwirbelentstehung unterdrückt. Gleichzeitig erfolgt eine Energetisierung des Spaltwirbels durch ausgeblasenes Fluid. Crook u. a. (1993) können einen höheren

Totaldruck im Spaltwirbelkern nachweisen, der aus einer Energetisierung des Spaltwirbels durch Axial-CTs resultiert. Die Spaltwirbeltrajektorie stellt sich infolgedessen beim Androsseln nicht so stark auf [Legras u. a. (2011a), Voges u. a. (2013)]. Auch die Reduktion von Eintrittsblockage wurde beobachtet [Alone u. a. (2014b)].

Ein weiterer wesentlicher Effekt der Axial-CT-Strömung ist das Absaugen von Fluid aus dem Sekundärströmungs- und Blockagegebiet im Schaufelspitzenbereich [Takata u. Tsukuda (1977), Crook u. a. (1993), Brandstetter u. a. (2013), Streit u. a. (2013a), Müller u. a. (2011), Hembera u. a. (2008a), Brignole u. a. (2008)].

Zudem erzeugt der radiale Abtransport axialen Impulses, wie von Shabbir u. Adamczyk (2005) für Umfangsnuten gezeigt (Kap. 2.5.6), auch bei Axial-CTs eine im Gegensatz zur glatten Wand zusätzlich auftretende Axialkraftkomponente, die Hilft den Druckanstieg zu überwinden. [Legras u. a. (2011a)].

Mit einer Blockagereduktion geht eine radiale Umverteilung von Massenstrom zum Gehäuse einher. Axialgeschwindigkeit und Machzahl in Gehäusenähe steigen [Streit u. a. (2013a)]. Die Ausblasung aus den CTs kann dies durch eine Erhöhung des axialen Impulses der Grenzschicht zusätzlich begünstigen. Dieser Jet-Effekt und die Energetisierung der Hauptströmung wurde bereits von Takata u. Tsukuda (1977) als günstig für eine Pumpgrenzenerweiterung erachtet. Häufig wird eine Reduktion der Eintrittsinzidenz nachgewiesen [Alone u. a. (2014b), Müller u. a. (2011)], wozu bei subsonischen Verdichtern der rezirkulierte Massenstrom beiträgt. Bei transsonischen Verdichtern wird die Inzidenz erst wichtig, wenn die Schaufelspitze nicht mehr sperrt. Der zusätzliche Massenstrom am Gehäuse führt zu einem weiter stromab liegenden Stoß, so dass die Schaufelspitze beim Androsseln länger in gesperrtem Zustand läuft.

Mit der Verschiebung des Stoßes stromab wird die Weglänge während der eine Energetisierung des Spaltwirbels stattfindet, bevor dieser auf den Stoß trifft, erhöht. Die Energetisierung des Spaltwirbels durch das CT und die Ausmischung aufgrund der längeren Lauflänge bis zur Interaktion mit dem Stoß führen zu einer Reduktion der Interaktionsstärke. Der Wirbelzusammenbruch wird hinausgezögert [Wilke u. Kau (2002)].

Neben den bereits beschriebenen Effekten haben einige Autoren eine Instabilitäten dämpfende Wirkung beobachtet [Brignole u. a. (2008)].

Zusätzliche durch Axial-CTs hervorgerufene Verluste entstehen als Mischungsverluste bei der Einblasung und infolge von Reibung innerhalb des CTs. Auch die Absaugung kann starke Scherschichten hervorrufen und Verluste produzieren [Legras u. a. (2011a)].

Einfluss der Geometrieparameter auf die Effektivität und Wirkungsweise

Umfangreiche Parameter- und Gestaltungsstudien zu modernen Axial-CTs sind rar. Dennoch lassen sich wichtige Aspekte für die Gestaltung wirkungsvoller Axial-CTs erkennen. Die Sensitivität der Ergebnisse bezüglich der geometrischen Gestaltung scheint jedoch hoch zu sein [Hembera (2009), Tuo u. a. (2010)].

Wie bereits erwähnt, hat die Position einen wesentlichen Einfluss auf die Effektivität der Axial-CTs [Clemen u. Gümmer (2009)]. Sie muss im Bereich der Vorderkante liegen, damit eine Beeinflussung der Spaltwirbelentstehung, sowie des Stoß-Wirbel-Interaktionsgebietes stattfinden kann. Eine Positionierung weiter stromauf reduziert die Wirkungsgradeinbußen, jedoch ebenso die Stabilität [Wilke u. Kau (2004), Lu u. a. (2006a)].

Eine abgerundete Form, im Vergleich zu einem Rechteck, vermindert Stagnationsgebiete und reduziert so Totaldruckverluste im CT [Seitz (1999)]. Durch eine Veränderung der Halbkreisform hin zu einer „Halbherzform“ können die Verluste weiter reduziert werden [Hembera (2009)]. Läuft das CT stromab möglichst flach aus, wirkt sich dies günstig auf den Wirkungsgrad aus [Hembera (2009)]. Eine schmale längere Form kann sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirken [Brignole u. a. (2008)], es wurde jedoch auch gegenteiliges beobachtet [Djehri u. a. (2015)].

Clemen u. Gümmer (2009) beobachten mit einer steigenden Anzahl an CTs eine Zunahme an Pumpgrenzgewinn, jedoch auch eine deutlichere Beeinflussung der gesamten Kennlinie. Eine stärkere Neigung in Umfangsrichtung verbessert den Wirkungsgrad [Hembera (2009)]. Bezüglich der Pumpgrenzerweiterung zeichnen sich in Umfangsrichtung geneigte CTs ebenfalls als positiv aus. Eine Staffelung des CTs ist bisher wenig untersucht. Tuo u. a. (2010) erzielen bessere Ergebnisse bei einer Staffelung entgegen der Rotorstaffelung. Alone u. a. (2014b) können durch ein Plenum die Pumpgrenze zusätzlich erweitern, jedoch mit Einbußen im Wirkungsgrad. Als problematisch kann sich im Plenum verbleibendes Fluid erweisen, das dort zirkuliert und Verluste generiert [Emmrich u. a. (2007b)].

2.5.8 Auslegungsmethodik

Bisher werden CTs fast ausschließlich für bestehende Verdichter ausgelegt. Hierfür muss der Versagensmechanismus analysiert werden. Welche Stufe die Stabilität begrenzt hängt von Drehzahl, Leitschaufelstellung und Umgebungsbedingungen ab (vgl. Kap. 2.1.1). Beim Entwurf neuer Verdichter muss auf Erfahrungswerte, Modelle und Simulationen zurückgegriffen werden, um Aussagen über die Stabilität der Stufen zu treffen. Der Einfluss konstruktiver Eigenschaften, wie Spaltgrößen und Gehäuseverlauf, auf die Stabilität der Stufen, eröffnet die Möglichkeit gezielt Rotoren zu entwickeln, die ein hohes Potential zur Stabilisierung durch CTs aufweisen [Engel u. a. (2009)].

Die Auswahl geeigneter CTs geschieht häufig auf Basis von Erfahrungswerten oder praktischen Gesichtspunkten, wie einfacher Fertigbarkeit oder kostengünstiger Simulierbarkeit. Um dem hohen Aufwand bei der Simulation nicht-umfangssymmetrischer CTs mit zeitgenauer CFD entgegenzuwirken, haben Wolfrum u. a. (2013) eine Methode entwickelt, die es erlaubt, instationäre Effekte von CTs näherungsweise in RANS-Simulationen zu berücksichtigen.

Die Platzierung und Formgebung der CTs folgt zunehmend aerodynamischen Kriterien. Da die Vorhersagbarkeit der Strömung nahe der Stabilitätsgrenze durch Modelle noch begrenzt ist, sind weiterhin umfangreiche Parameterstudien notwendig, um ein CT für einen gegebenen Einsatz optimal anzupassen. Eine detaillierte Auslegung erfolgt daher üblicherweise noch nach der Auslegung des Verdichters und basiert auf der Simulation von Rotor und CT mittels RANS- bzw. URANS-CFD. Die Interpretation der Ergebnisse unterliegt dabei den in Kap. 2.4.2 diskutierten Beschränkungen.

Vereinzelt wurden bereits Optimierungen von Umfangnuten demonstriert [Choi u. a. (2010), Carnie u. a. (2011), Kim u. a. (2011, 2013)], bei jedoch geringer einstelliger Parameterzahl und begrenztem Parameterraum. Komplexe Optimierung einer einzelnen Umfangsnut werden in Goinis u. a. (2013b); Goinis (2013) gezeigt, eine Optimierung von Axial-CTs unter Zuhilfenahme von URANS-CFD in Goinis u. a. (2013a).

Dem Bestreben ein Optimum für das Gesamtsystem, bestehend aus Rotor bzw. Stufe und CT, zu finden, kann aufgrund wachsender Rechenkapazitäten und fortschrittlicher

Simulationsverfahren zunehmend mit Optimierungsverfahren begegnet werden.

2.6 Optimierungsverfahren in der Auslegung

Optimierungsverfahren gewinnen im Turbomaschinenbereich kontinuierlich an Bedeutung und die betrachteten Problemstellungen werden zusehends komplexer. Eine umfangreiche Optimierung einer gesamten Gasturbine auf Basis hoch genauer 3D-Strömungssimulationen sprengt jedoch noch immer die verfügbaren Rechenkapazitäten. Folgende Punkte tragen zu den hohen Rechenanforderungen bei:

Interdisziplinarität: Neben der Aerodynamik sind weitere Disziplinen von Bedeutung, die in einer Optimierung ggf. Berücksichtigung finden müssen. Dazu zählen die Strukturmechanik, Aeroelastik und Aeroakustik.

Rechenintensive Prozessketten: Durch CFD-Verfahren auf großen Rechnernetzen unter Berücksichtigung mehrerer Betriebspunkte sowie zusätzlicher Simulationssoftware für weitere Disziplinen entstehen rechenintensive Prozessketten.

Mehrere Zielgrößen („Multi-objective“-Optimierungen): In der Regel werden Probleme mit mehreren konkurrierenden Zielen betrachtet, wie eine Optimierung der Stabilitätsgrenze bei gleichzeitiger Verbesserung des Wirkungsgrads.

Hohe Anzahl an Nebenbedingungen: Zur Sicherstellung aerodynamischer, strukturmechanischer und akustischer Vorgaben.

Hochdimensionaler Suchraum: Die komplexen Geometrien einer Turbomaschine erfordern eine hohe Anzahl an Parametern zur Beschreibung.

Differenzierbarkeit der Funktionen häufig nicht gegeben: Gradienteninformationen, die eine wesentlich effizientere Optimierung zulassen würden, werden von der verwendeten Simulationssoftware oftmals nicht geliefert.

Trotz enormer Rechenressourcen sind daher Vereinfachungen erforderlich, um Optimierungen im Bereich der 3D-Verdichterauslegung durchführen zu können. Typischerweise findet eine Beschränkung auf Teilbereiche und ausgewählte Disziplinen statt, wie beispielsweise die aerodynamische Optimierung einer einzelnen Verdichterstufe unter Berücksichtigung von einfachen Festigkeitsmodellen. Die Zahl der Zielfunktionen, Parameter und Nebenbedingungen wird ebenfalls beschränkt. Zudem werden überwiegend stationäre RANS-Verfahren eingesetzt. Selbst zeitgenaue URANS-Optimierungen einzelner Stufen gelangen an die Grenzen der Durchführbarkeit. Beispiele komplexer Optimierungen aus dem Bereich der Verdichteraerodynamik finden sich in Kröger u. a. (2009), Siller u. a. (2009), Voß u. a. (2014), Goinis (2013), Goinis u. Nicke (2016). Weiterführende Informationen und mathematische Grundlagen der Optimierung im Bereich der CFD finden sich in Knight (1997), Shahpar (2004) und Thévenin u. Janiga (2008).

3 Methoden

Zur Durchführung von automatisierten Optimierungen von Verdichtern mit Gehäusestrukturierungen sind eine Vielzahl numerischer Werkzeuge und Methoden erforderlich, die in einem effizienten automatisierten Prozess miteinander verknüpft werden müssen. In diesem Kapitel werden diese Werkzeuge beschrieben und erörtert, wie ein Optimierungsprozess gestaltet werden kann, der die zur Verfügung stehenden Rechenressourcen bestmöglich nutzt. Anschließend wird auf die speziellen Anforderungen bei der Optimierung mit Ziel der Pumpgrenzerweiterung und die Einbindung von CTs in den Optimierungsprozess eingegangen.

3.1 Effiziente Optimierungen mit komplexen Prozessketten

3.1.1 Optimierungen als Analysewerkzeug

Im Allgemeinen dient eine Optimierung dazu, das Optimum (bzw. die Menge der Optima) einer Auslegung, eines Systems oder Prozesses innerhalb eines definierten Rahmens zu finden.

Wie bereits in Kap. 1.3 erörtert, werden die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen nicht alleine mit dem Ziel durchgeführt, die beste Auslegung zu erhalten. Die Optimierungen sollen vielmehr Daten bereitstellen, deren Analyse es ermöglicht, die dem betrachteten Problem zugrunde liegenden physikalischen Zusammenhänge besser zu verstehen. Wird beispielsweise durch einen Optimierungsprozess eine CT-Geometrie gefunden, die zu einer gewissen Pumpgrenzerweiterung führt, so lassen sich auf zwei Wegen Rückschlüsse über die Wirkungsweise des CTs ziehen, die in dieser Arbeit kombiniert werden.

Zum einen kann eine Strömungsanalyse durchgeführt werden, um die wesentlichen Strömungseffekte zu identifiziert. Auf dieser Basis können Rückschlüsse über die Geometrieeigenschaften gezogen werden, die die beobachteten Strömungseffekte begünstigen.

Eine andere Vorgehensweise stellt die Analyse einer Vielzahl von Geometrien dar, die mit dem Ziel durchgeführt wird, Zusammenhänge zwischen Geometrieparametern und Zielfunktionen sowie weiteren Strömungsgrößen und -phänomenen zu identifizieren. Die dafür erforderliche Datenbank liefert die Optimierung.

Besonders aussagekräftig ist in diesem Zusammenhang oftmals eine Pareto-Front-Analyse. Die Pareto-Front stellt die Summe aller Pareto-optimalen Individuen dar. Pareto-optimal sind Individuen, die von keinem anderen Individuum in allen Zielfunktion dominiert werden. Anhand der Pareto-optimalen Geometrien lassen sich Zusammen-

hänge zwischen Geometrieparametern und Zielfunktionen besonders effektiv analysieren.

3.1.2 Detaillierungsgrad vs. Explorationsgrad

Aerodynamische Geometrieoptimierungen unter Einsatz komplexer CFD können, gemessen an der zur Verfügung stehenden Rechenleistung, einen erheblichen Aufwand erfordern. Dies gilt für 3D-Schaufeloptimierungen ebenso wie für Optimierungen von Gehäusestrukturierung oder anderen Geometrien des Strömungskanal. Für gewöhnlich werden solche Optimierungen, aufgrund des hohen Rechenbedarfs, nicht vollends auskonvergieren, sondern abgebrochen sobald ein zufriedenstellendes Ergebnis erreicht ist oder die Rechenkapazitäten erschöpft sind. Im Vergleich dazu können weniger rechenaufwändige Optimierungen, beispielsweise von Profilen unter Einsatz von Euler-Grenzschicht-Lösern, nahezu vollständig auskonvergieren (bspw. Schnös u. Nücke (2017)). Die Rechenleistung stellt in der heutigen Zeit für diese Art der Optimierungen faktisch keine Limitation mehr dar. Die hier betrachteten Optimierungen sind jedoch sehr rechenaufwändig, so dass die Rechenleistung ein limitierender Faktor ist. Es stellt sich dadurch die Frage, wie die zur Verfügung stehende Rechenleistung optimal genutzt werden kann.

Dabei stehen zwei Ziele im Widerspruch. Zum einen sollen neue Individuen der Optimierung mit einer hohen Genauigkeit berechnet werden - der Detaillierungsgrad soll möglichst hoch sein. Für die Prozesskette der Optimierung bedeutet dies beispielsweise CFD Simulationen mit feinen Rechennetzen, eine hohe Anzahl von Betriebspunkten oder den Einsatz zeitgenauer CFD-Verfahren.

Zum anderen soll eine hohe Konvergenz der Optimierung erzielt werden. Dies erfordert einen hohen Explorationsgrad, was nur durch eine ausreichende Anzahl an Individuen, die während der Optimierung mit der Prozesskette überprüft werden, sichergestellt werden kann.

Es muss daher ein Kompromiss zwischen einer hohen Anzahl an Individuen und damit einer besseren Konvergenz der Optimierung und einer hohen Genauigkeit in der Berechnung eines einzelnen Individuums gefunden werden. Ein weiterer Einfluss entsteht durch die Anzahl freier Parameter sowie der freigegebenen Wertebereiche. Ein größerer Parameterraum erfordert mehr Individuen bis zur Konvergenz der Optimierung. Da sich Angaben über die Konvergenz einer Optimierung nicht im Vorhinein treffen lassen, ist man auf Erfahrungswerte angewiesen.

Bezüglich der Genauigkeit der Berechnung einzelner Individuen der Optimierung ist es nicht erforderlich ein Maximum anzustreben. Vielmehr genügt es oftmals innerhalb einer Optimierung eine Genauigkeit zu erreichen, mit der gewährleistet ist, dass die Ergebnisse bezüglich des Optimierungsproblems auf Deltabasis vergleichbar bleiben. Dies bedeutet, dass die Absolutwerte mit einer gewissen Ungenauigkeit behaftet sind, die jedoch systematisch ist, wodurch sich zwei Individuen einer Optimierung trotz ihrer Ungenauigkeiten noch mit ausreichender Genauigkeit vergleichen lassen. Diese Thematik wurde bereits ausführlich in Kap. 2.4.2 diskutiert.

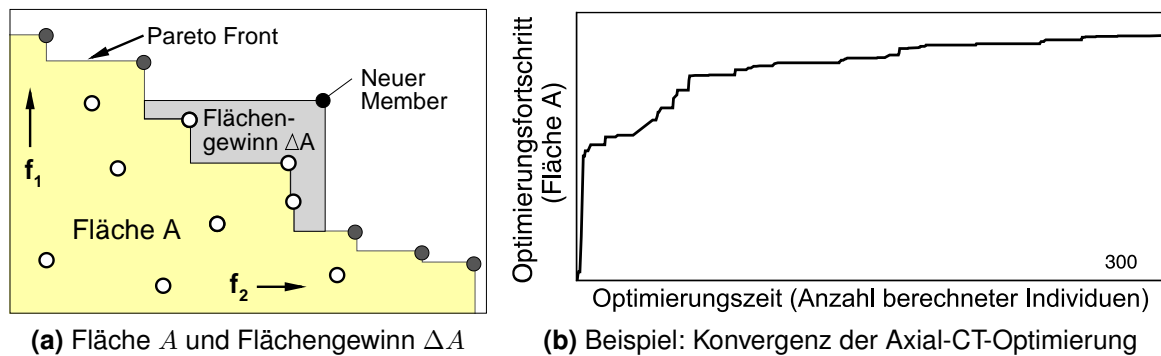


Abbildung 3.1: Beurteilung der Konvergenz einer Optimierung.

3.1.3 Beschleunigungstechniken

Zur Beschleunigung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen werden Metamodelle eingesetzt und ein Multi-Fidelity-Ansatz verfolgt.

Metamodelle stellen Approximationen der Abbildungen der Optimierungsparameter auf die Fitnessfunktionen sowie weitere betrachtete Größen dar. Mit Hilfe der Metamodelle lassen sich sehr schnell Vorhersagen für neue Parametersätze treffen, da die Auswertung so gut wie keine Rechenzeit benötigt. So lassen sich schnelle Optimierungen unter Verwendung der Metamodelle durchführen, um vielversprechende neue Individuen zu identifizieren. Für diese kann anschließend eine Auswertung durch die Prozesskette stattfinden. Zum Einsatz kommen Künstliche Neuronale Netze (KNN) und Kriging-Verfahren. Eine detaillierte Beschreibung der Verfahren ist in Siller u. a. (2009), Siller u. Aulich (2010), Aulich u. Siller (2011) und Schmitz (2013) zu finden.

Einen weiteren Schritt der Beschleunigung stellt ein Multi-Fidelity-Ansatz dar. Dazu werden mehrere Prozessketten definiert, die eine Auswertung eines Parametersatzes mit einer unterschiedlichen Güte und einem unterschiedlichen Rechenaufwand zulassen. Typisch bei CFD-basierten Optimierungen ist die Verwendung unterschiedlicher Gitterauflösungen. So kann eine Auswertung schnell auf einem groben Netz oder genauer, allerdings rechenintensiver, auf einem feinen Netz durchgeführt werden. Insbesondere zu Beginn einer Optimierung lässt sich so ein schneller Fortschritt erzielen, indem überwiegend Auswertungen mit niedriger Güte durchgeführt werden. Bei fortgeschrittenem Konvergenzstadium der Optimierung werden zunehmend höherwertige Auswertungen erforderlich. Der Multi-Fidelity-Ansatz setzt Metamodelle voraus, die in der Lage sind, Auswertungen verschiedener Güte zu verarbeiten. Details zu den eingesetzten Verfahren sind in Forrester u. a. (2007) zu finden.

3.1.4 Beurteilung der Konvergenz einer Optimierung

Um die Konvergenz der Optimierung zu beurteilen, wird im Fitnessfunktionsplot ein Flächenzugewinn über den berechneten Individuen/Memberrn betrachtet. Jedes neue Individuum mit einem Pareto-Rang von 1, das außerdem keine Nebenbedingungen verletzt, erweitert die Fläche A (siehe Abbildung 3.1a). Mit fortschreitender Optimierung nimmt der Zugewinn ab und die Fläche A konvergiert gegen einen Wert. So lässt sich beurteilen, wie viel Potential noch von der Optimierung zu erwarten ist. Eine ausführliche Erläuterung des Kriteriums ist in Aulich u. Siller (2011) zu finden.

Der Verlauf der Fläche über der Optimierungszeit (der Anzahl berechneter Member)

ist in Abb. 3.1b für eine Optimierung beispielhaft dargestellt. Demnach ist ein guter Konvergenzstatus erreicht. Der Flächenzugewinn über die letzten Individuen ist gering und deutet darauf hin, dass nur noch Lücken in der Pareto-Front geschlossen werden, diese jedoch nicht mehr erweitert oder verschoben wird.

Die hier dargelegte Beurteilung der Konvergenz beinhaltet eine gewisse Unsicherheit. Es kann nicht ausgeschlossen werden, dass nach einer scheinbaren Konvergenz doch noch Individuen gefunden werden, die eine deutliche Verbesserung erzielen. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass dies für die hier betrachteten Problemstellungen unwahrscheinlich ist.

3.1.5 Ausschließen unerwünschter Effekte

Ein Optimierungsalgorithmus wird jede Ungenauigkeit in der Definition des Optimierungsproblems nutzen, sofern dadurch eine Verbesserung der Zielfunktionen erzielt werden kann. Fehlen beispielsweise strukturmechanische Nebenbedingungen bei einer aerodynamischen Schaufeloptimierung, führt dies unweigerlich zu sehr dünnen Schaufeln, die der mechanischen Belastung nicht Stand halten würden. Weiterhin können aerodynamische Effekte zu einer positiven Beeinflussung der Zielfunktionen führen, die so jedoch nicht erwünscht sind. Ein einfaches Beispiel ist die Verschiebung eines Betriebspunkts, wenn so ein positiver Einfluss auf die Zielfunktionen genommen werden kann. Derartige unerwünschte Nebeneffekte lässt sich durch Restriktionen ausschließen.

Ein Optimierungsproblem muss daher präzise definiert werden. Dazu müssen die Anforderungen an eine Lösung des Problems möglichst genau erfasst werden. Dies geschieht durch die geeignete Wahl der Zielfunktionen, Nebenbedingungen sowie Restriktionen und Betriebspunkte. Ist ein Optimierungsproblem nicht präzise genug definiert und werden bestimmte erforderliche Aspekte nicht berücksichtigt, kann jede vom Optimierungsverfahren präsentierte Lösung beliebig weit von den Erwartungen entfernt sein.

3.2 Optimierungen zur Pumpgrenzerweiterung

3.2.1 Optimierungsumgebung

Die in dieser Arbeit zum Einsatz kommende, am DLR Institut für Antriebstechnik entwickelte Optimierungsumgebung *AutoOpti* ist schon vielfach in komplexen Optimierungen erfolgreich eingesetzt worden [Siller u. a. (2009), Siller u. Aulich (2010), Aulich u. Siller (2011), Goinis u. a. (2011), Goinis u. a. (2013a,b), Goinis u. Nicke (2016), Lengyel-Kampmann u. a. (2014), Voß u. a. (2014)].

AutoOpti ermöglicht multidisziplinäre, multikriterielle (multi-objective) und multi-fidelity-artige Optimierungen unter Einsatz von Co-Kriging Verfahren. *AutoOpti* zeichnet sich dadurch aus, während laufender Optimierungen Änderungen an Nebenbedingungen, Parametergrenzen, Zielfunktionen sowie diverser Optimierereinstellungen „online“ vornehmen zu können, ohne bereits erhaltene Daten zu verlieren. Dies ermöglicht eine Steuerung der Optimierung und hilft zusammen mit einer kontinuierlichen Überwachung des Optimierungsfortschrittes unerwünschte Effekte (Kap. 3.1.5) frühzeitig zu erkennen und auszuschließen.

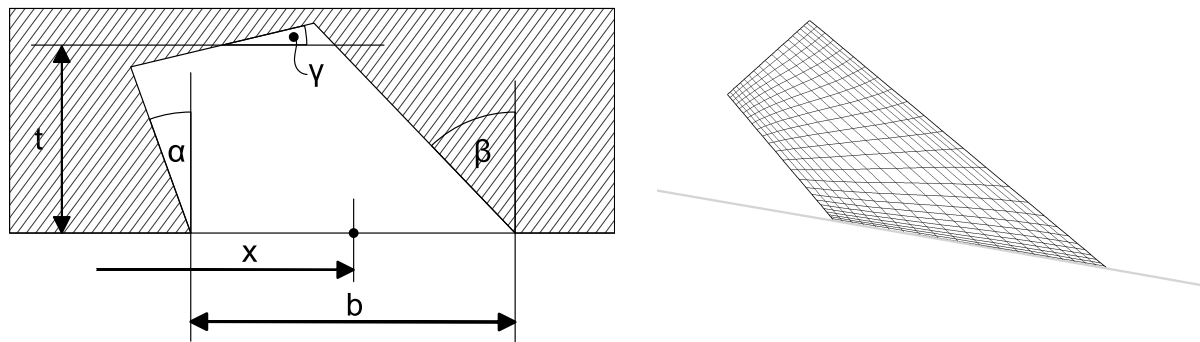


Abbildung 3.2: Parametrisierung und Vernetzung einer Umfangsnut.

3.2.2 Parametrisierung und Vernetzung von CTs

Um eine Geometrie mit einem Algorithmus optimieren zu können, muss sie in geeigneter Weise parametrisiert sein. Dabei steht dem Bemühen möglichst vielfältige Geometrien durch die Parametrisierung abbilden zu können, die Forderung nach einer geringen Parameterzahl für eine schnellere Optimierung (vgl. Kap. 3.1.2) gegenüber.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Notwendigkeit, Geometrien nach Erzeugung in einem automatisierten Prozess vernetzen zu können. Die in dieser Arbeit gewählten Parametrisierungen und Vernetzungsprozesse für Umfangsnuten und Axial-CTs werden im Folgenden erörtert. Es wird erwartet, dass die Effekte der Gehäusestrukturierungen hauptsächlich Druckgetrieben sind. Aus diesem Grund wird eine Auflösung der Grenzschichten innerhalb der Gehäusestrukturierungen als nicht zwingend notwendig erachtet.

Umfangsnuten

Die Parametrisierung einer Umfangsnuten geschieht durch sechs Parameter: Position x entlang des Gehäuses, Breite b , Tiefe t , Neigung α der stromauf gelegenen Flanke, Neigung β der stromab gelegenen Flanke und Bodenneigung γ (siehe Abb. 3.2).

Durch diese Art der Parametrisierung lassen sich beliebige viereckige Nuten jeglicher Neigung erzeugen. Die Nuten unterscheiden sich damit von einem Großteil der in der Literatur untersuchten Nuten, die oftmals auf eine rechteckige Form begrenzt sind.

Mit Hilfe eines Mapping-Algorithmus können die Nuten auch auf Gehäusen mit Konturierung platziert werden. Auf Grund der viereckigen Form der Nut ist es möglich, ein strukturiertes Rechennetz in einem automatisierten Prozess zu erzeugen. Dabei wird die Anzahl der Netzlinien an Nutenbreite und -höhe angepasst. Die erste Zelle in der Nut an der Schnittstelle zum Passagennetz wird der Höhe der letzten Zelle im Passagennetz angepasst, um einen gleichmäßigen Übergang zu gewährleisten. Zum Inneren der Nut wird der Zellenabstand gemäß einem Streckungsfaktor erhöht, bis eine maximale Zellengröße erreicht ist (Abb. 3.2 rechts).

Axialschlitz

Die Parametrisierung und Vernetzung der Axialschlitz ist deutlich komplexer, als bei Umfangsnuten. Eine niedrige Parameterzahl ist erstrebenswert, da die CFD-Rechnungen bei dieser Form der Gehäusestrukturierung aufgrund der nicht vorhande-

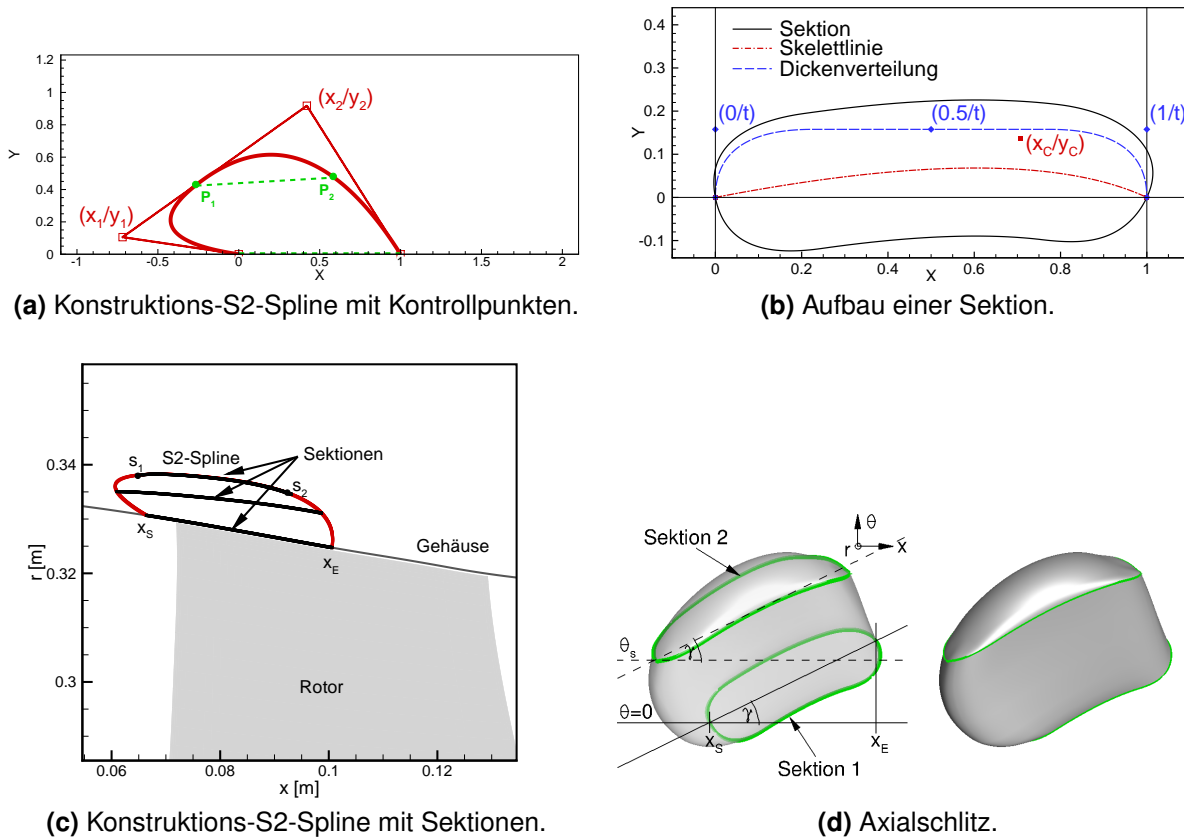


Abbildung 3.3: Konstruktion eines Axial-CTs.

nen Umfangssymmetrie nur zeitaufgelöst durchgeführt werden können. Dies bedeutet, gegenüber einer stationären Einpassagenrechnung, einen erheblichen Mehraufwand, der bereits bei der Parametrisierung bedacht werden muss, um zu verhindern, dass die Optimierung aufgrund einer zu hohen Parameterzahl eine Rechenkapazität erfordert, die nicht bereitgestellt werden kann.

Die Geometrien werden mit Hilfe von Splines erzeugt, um möglichst glatte Formen ohne Kanten zu erhalten, die die Strömung wirkungsvoll umlenken können. Mit einem Mapping-Algorithmus werden sie an die Gehäusekontur angepasst.

Für die Konstruktion wird ein Spline in der S2-Ebene erzeugt (Abb. 3.3a) sowie Sektionen (Schnitte) in der S1-Ebene (Abb. 3.3b). Die Sektionen sind durch eine Krümmungslinie und Dickenverteilung definiert. Es lassen sich beliebig viele Sektionen definieren, wobei in der im Folgenden vorgestellten Optimierung zwei verwendet wurden. Die Sektionen werden auf definierten Höhen in den S2-Spline eingepasst. Dafür wird die Sektion skaliert und der Vorder- und Hinterkantenpunkt ($x = 0$ und $x = 1$ in Abb. 3.3b) mit dem S2-Spline verbunden (Abb. 3.3c). Die erste Sektion verbindet die beiden Enden des S2-Splines und wird schlussendlich auf dem Gehäuse platziert. Weitere Sektionen werden auf definierten Weglängen mit dem S2-Spline verbunden. So entsteht ein Drahtgittermodell, das, zur Realisierung von Neigungen und Anstellung der Schlitze, weiter verformt wird, indem die Profile verdreht und in Umfangsrichtung verschoben werden (Abb. 3.3d links). In einem letzten Schritt wird ein Oberflächennetz generiert (Abb. 3.3d rechts) und die Geometrie auf dem Gehäuse platziert, wobei sie der Gehäusekontur angepasst wird. Die so erzeugte Aussparung am Gehäuse wird in der gewünschten Anzahl in Umfangsrichtung wiederholt.

Die Vernetzung der Axialschlitze geschieht unstrukturiert (Abb. 3.4). Das Netz besteht

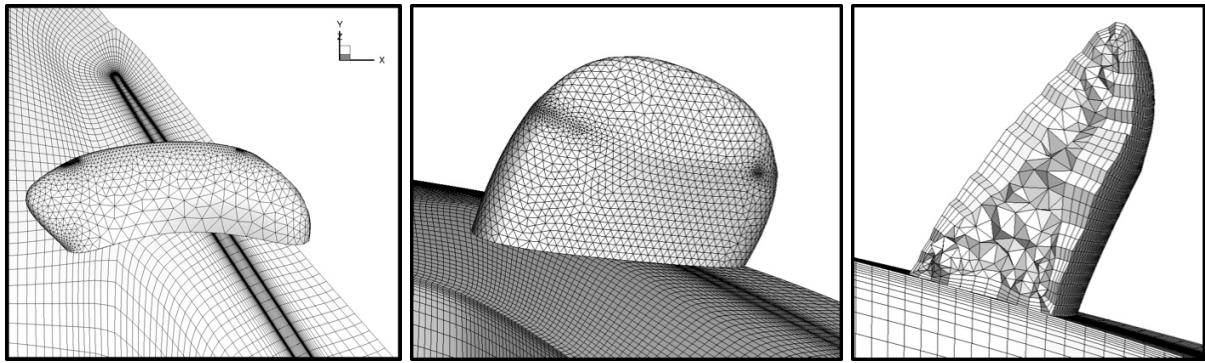


Abbildung 3.4: Beispiele der Vernetzung von Axial-CTs.

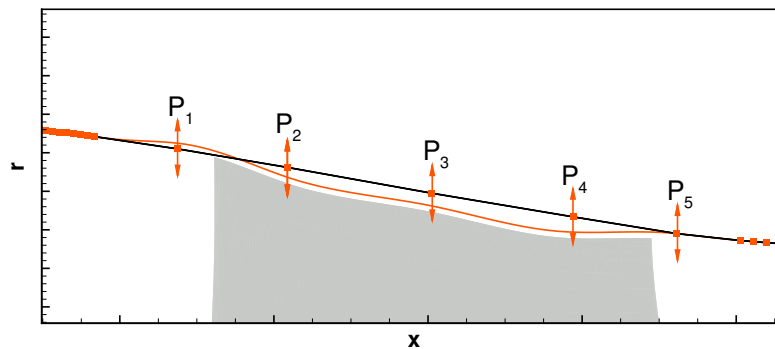


Abbildung 3.5: Parametrisierung der Gehäusekontur.

größtenteils aus Tetraederzellen. Lediglich am Übergang zur Passage und an den Wänden werden prismatische Zellschichten eingesetzt. Die Zelhöhe am Übergang wird entsprechend der Auflösung des Hauptnetzes gewählt, um Stabilitätsprobleme bei der CFD-Rechnung zu vermeiden.

3.2.3 Parametrisierung der Gehäuseprofilierung

Die Gehäusekontur oberhalb des Rotors wird durch verschiebbare Punkte parametrisiert, die einen interpolierenden B-Spline 3. Grades definieren (Abb. 3.5). Die Spalthöhe wird konstant gehalten, was eine Modifikation der Rotorschaukel erfordert. Im Gegensatz zu einem Ansatz mit unveränderter Schaukelgeometrie (bspw. Ito u. a. (2008)) kann so der Gehäuseradius auch reduziert werden und ein Einfluss durch eine veränderliche Spalthöhe auf die Simulationsergebnisse entfällt. Dieses Vorgehen entspricht Formell der üblichen Auslegungspraxis, wobei mehr Stützstellen über dem Rotor gewählt werden, als in der Vorauslegung.

Die resultierende Wellenform des Gehäuses kann zur Gewährleistung eines sicheren Betriebs eine Erhöhung der Spaltmaße erfordern, wodurch Wirkungsgradgewinne zu nichte gemacht werden können [Klump (2018)]. Je nach Anzahl der Parameter und deren Freigaben sollte die Welligkeit daher durch ein geometrisches Kriterium kontrolliert werden [Kröger (2010)], worauf in dieser Arbeit zunächst verzichtet wurde.

3.2.4 Parametrisierung der Rotorscheufel

Die Parametrisierung der Rotorscheufel in der vorliegenden Arbeit geschieht durch die Definition von Profilen auf unterschiedlichen radialen Höhen und anschließende Fädelung. Für die Fädelung werden im $x - r$ -Koordinatensystem Linien von Vorder- und Hinterkante definiert und die Profile in diese eingepasst. Zusätzlich lassen sich die Profile in Umfangsrichtung verschieben. Die Profile werden durch typische Auslegungsparameter, wie Staffellungswinkel und Metallwinkel definiert sowie Splineparameter für die Saugseite. Eine positive Krümmung auf der Saugseite ist prinzipiell nicht ausgeschlossen. Die Druckseite wird durch Angabe einer Dickenverteilung bestimmt. Eine detaillierte Beschreibung der Parametrisierung findet sich in Siller u. a. (2009).

3.2.5 Pumpgrenzbestimmung während der Optimierung

Um eine Aussage über die Beeinflussung des stabilen Betriebsbereichs durch eine Geometriemodifikationen während einer Optimierung zu erhalten, muss die Pumpgrenze während der Optimierung ermittelt oder mit ausreichender Genauigkeit abgeschätzt werden (vgl. Kap. 2.4.2).

Einerseits kann die Pumpgrenze mit hohem Rechenaufwand möglichst genau bestimmt werden. Andererseits kann eine Abschätzung der Pumpgrenze basierend auf einem angedrosselten Betriebspunkt vorgenommen werden. Dies ist ungenauer, jedoch weniger rechenaufwändig. Die beiden Verfahren werden im Folgenden vorgestellt und miteinander verglichen.

Iterative Pumpgrenzerkennung

Für die iterative Pumpgrenzbestimmung wird ein Bisektionsverfahren angewandt. Ausgehend von einem berechneten Betriebspunkt auf einer Kennlinie, wird automatisiert angedrosselt. Dazu wird der Gegendruck schrittweise um Δp erhöht (Abb. 3.6a). Die Erhöhung geschieht rampenförmig während der ersten 500 Zeitschritte der Rechnung. Konvergiert die Rechnung, wird der Gegendruck so lange erneut um Δp erhöht, bis eine Rechnung nicht mehr konvergiert. Daraufhin wird Δp halbiert und die Prozedur vom letzten konvergenten Betriebspunkt erneut gestartet. Dieses Vorgehen wird fortgeführt, bis $\Delta p < \epsilon$ und ein Betriebspunkt nicht mehr konvergiert. Durch eine hinreichend kleine Wahl von ϵ lässt sich so ein letzter konvergenter Punkt auf der Charakteristik mit einer hohen Genauigkeit bestimmen. Das Vorgehen erfordert jedoch die Simulation mehrerer Betriebspunkte und kann aus diesem Grund für kleine ϵ sehr rechenintensiv sein. Als Maß für die Pumpgrenze wird ein Abstand nach Gl. 2.1 zwischen dem letzten konvergenten Betriebspunkt und dem Arbeitslinienbetriebspunkt berechnet.

Pumpgrenzabschätzung

Für Fälle, in denen eine iterative Pumpgrenzerkennung zu aufwändig ist, lässt sich die Pumpgrenze basierend auf einem einzelnen angedrosselten Betriebspunkt abschätzen. Im Rahmen dieser Arbeit war dies für Optimierungen mit zeitgenauer URANS-CFD erforderlich. Um die Pumpgrenze abzuschätzen, wird ein pumpgrenznaher Betriebspunkt angefahren und ein definierter Massenstrom mit einem Regler während der

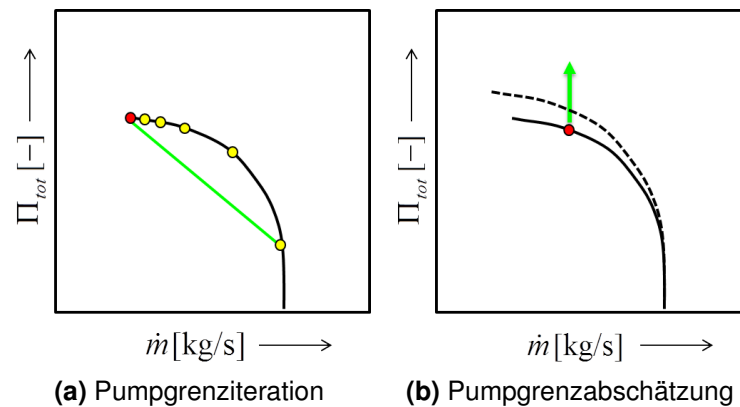


Abbildung 3.6: Möglichkeiten der Pumpgrenzvorschau während der Optimierung.

CFD-Rechnung eingestellt. Für eine Geometrie, die für diesen Betriebspunkt einen höheren Totaldruck aufweist, wird ein größerer Pumpgrenzabstand angenommen (Abb. 3.6b). Dieses Vorgehen beruht auf Erfahrungswerten, die jedoch auch in der Literatur Bestätigung finden. So berichten Houghton u. Day (2011) in einer CT-Studie von einer Korrelation zwischen Pumpgrenzerweiterung und Drucksteigerung nahe der Pumpgrenze.

Um eine Verschiebung der Kennlinie bis zu einem gewissen Grad zu berücksichtigen, kann ein weiterer Betriebspunkt nahe der Arbeitslinie simuliert und ein „Pumpgrenzabstand“ (Gl. 2.1) zwischen diesen beiden Betriebspunkten berechnet werden.

3.2.6 Prozessketten

Die Auswertung der noch zu definierenden Zielfunktionen und Nebenbedingungen jeder neu erzeugten Geometrie der Optimierung, erfordert eine Reihe automatisierter Arbeitsschritte, die in Form einer Prozesskette zusammengefasst werden und das Simulationsmodell bilden. Hauptpunkte der hier verwendeten Prozessketten sind:

1. Erzeugen der Geometrien
2. Vernetzen der Geometrien
3. FEM-Simulation des Rotors
4. CFD-Simulation der Betriebspunkte
5. Auswertung der Simulationsdaten
6. Berechnung der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Scheitert ein Prozess, so wird die Prozesskette abgebrochen und die Geometrie als „nicht-konvergiert“ in der Datenbasis abgelegt. Dies kann folgende Gründe haben:

- Eine unphysikalische Geometrie, wie bspw. Überschneidungen von Nuten,
- eine gescheiterte Vernetzung,
- das Scheitern von CFD Simulationen in notwendigen Betriebspunkten.

Das Auftreten der ersten beiden Punkte kann durch eine angemessene Parameterdefinition und -freigabe weitestgehend vermieden werden. Das Scheitern einzelner CFD

Simulationen lässt sich durch die Wahl geeigneter Einstellungen des CFD-Lösers minimieren. Beim Anfahren der numerischen Stabilitätsgrenze wird ein Scheitern der Simulationen zum Teil kontrolliert herbeigeführt.

Multi-Fidelity-Optimierungen (vgl. Kap. 3.1.3) erfordern die Definition mehrerer Prozessketten zur Bestimmung der Zielfunktionen mit unterschiedlicher Güte und Geschwindigkeit. In dieser Arbeit wurden zwei Gütestufen, High-Fidelity (HF) und Low-Fidelity (LF), eingesetzt. Die spezifischen Unterschiede werden in Kap. 4.2 erörtert.

3.2.7 Zielfunktionen, Nebenbedingungen und Betriebspunkte

Ziel der in dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen ist es den Arbeitsbereich des Verdichters zu erweitern und gleichzeitig einen möglichst hohen Wirkungsgrad auf der Arbeitslinie zu erzielen. Dies wird in Form von Funktionen, sogenannten Bewertungs- oder Zielfunktionen definiert. Nebenbedingungen definieren den Rahmen innerhalb dessen im gegebenen Parameterraum nach den optimalen Lösungen gesucht wird.

Zielfunktion 1: Maximiere den Wirkungsgrad im Arbeitsbereich:

$$z_1 := \max(\eta_{is})! \quad (3.1)$$

Zielfunktion 2: Maximiere den Pumpgrenzabstand (Gl. 2.1):

$$z_2 := \max(PGA)! \quad (3.2)$$

Gleichzeitig sollen folgende Nebenbedingungen eingehalten werden:

- Geringe Abweichungen vom ADP
- Sicherstellung der strukturellen Festigkeit

Die Wahl der Betriebspunkte unterliegt folgenden Kriterien:

- Die Anzahl soll aus Effizienzgründen möglichst gering ausfallen.
- Die Simulationen der Betriebspunkte machen die Zielfunktionen berechenbar.
- Alle (aerodynamischen) Nebenbedingungen werden erfasst.
- Eine positive Beeinflussung der Zielfunktionen durch eine Verschiebung der Betriebspunkte wird durch Restriktionen unterbunden (siehe Kap. 3.1.5).

3.2.8 Strömungslöser

Für die durchgeführten Simulationen wurde der Strömungslöser *TRACE* verwendet, der am Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln entwickelt wird. *TRACE* ist ein Verfahren zur numerischen Lösung der dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen für instationäre kompressible Strömungen im rotierenden Bezugssystem auf strukturierten oder unstrukturierten Netzen.

TRACE wurde umfangreich für stationäre und instationäre Strömungen an einer Vielzahl von Turbomaschinentestfällen validiert [Eulitz (1999), Hummel (2002), Schmitt u. a. (2001)]. Die Genauigkeit der Simulationen ist auch für hoch instationäre kleinskalige Strömungsphänome, wie sie im Zusammenhang mit CTs auftreten, nachgewiesen

[Yang u. a. (2003), Schnell u. a. (2011)]. Vergleiche mit experimentellen Daten zeigen, dass die Effekte im Zusammenhang mit CTs sehr gut wiedergegeben werden, auch nahe der Stabilitätsgrenze [Engel u. a. (2009), Voges u. a. (2011); Schnell u. a. (2011)]. Für die folgenden Betrachtungen wird das Fluid als perfektes Gas mit konstanter Wärmekapazität und konstantem Isentropenexponent $n = \kappa = 1,4$ modelliert. Eine adiabate Strömung wird angenommen. Am Eintritt des Rechengebiets werden radiale Verteilungen von Totaldruck, -temperatur und Strömungsrichtung sowie Werte zur Initialisierung des Turbulenzmodells vorgegeben. Die Werte sind aus Messdaten abgeleitet. Sofern keine Betriebspunktregelung erfolgt, wird am Austrittsrand ein statischer Druck als Stützstelle für die Berechnung des radialen Gleichgewichts definiert.

Ein Zwei-Gleichungs k - ω -Turbulenzmodell mit Erweiterungen für Rotation, Verdichtung und Staupunktanomalie kommt zum Einsatz. Die konvektiven Flüsse werden mit dem TVD Upwind-Schema von Roe (1981) diskretisiert, das mit der MUSCL-Extrapolation von van Leer (1979) kombiniert ist.

Für stationäre Simulationen werden nicht-reflektierenden Randbedingungen nach Giles (1990) verwendet. Die Kopplung zwischen den Schaufelreihen geschieht mit Mischungsebenen (engl.: „mixing-planes“) [Saxer u. Giles (1993); Holmes (2008)].

Für zeitgenaue Simulationen mit einem „dual-timestepping“-Verfahren [Jameson (1991)] werden nicht-reflektierende Randbedingungen von Giles (1990) verwendet. Die Zeitintegration geschieht mit einem impliziten Runge-Kutta-Schema zweiter Ordnung [Ashcroft u. a. (2010)], das sich durch eine hohe Stabilität auszeichnet. An den rotierenden Blockgrenzen wird ein konservativer zonaler Ansatz [Yang u. Weber (2002)] herangezogen. Die Anbindung der CTs an das Hauptpassagennetz geschieht ebenso.

Die zeitgenauen Simulation der Strömung im Frequenzbereich, wie sie das „Harmonic-balance“-Verfahren [Frey u. a. (2014), Voigt u. Ashcroft (2016)], „Non-Linear-Harmonic“-Verfahren [He u. Ning (1998)] oder auch „Phase-Lagged“-Verfahren [Schnell (2004)] ermöglichen, kann den Rechenaufwand reduzieren. Für den Einsatz in automatisierten Optimierungen mit Simulationen nahe der Pumpgrenze weisen die Verfahren, zum Zeitpunkt der Durchführung der Optimierungen für diese Arbeit, noch nicht die erforderliche Robustheit auf.

4 Numerische Studien zur Pumpgrenzerweiterung

Zur Untersuchung der in Kap. 1.3 formulierten Fragestellungen wurden umfangreiche numerische Studien unter Anwendung der in Kap. 3 entwickelten Methoden durchgeführt. In Kap. 4.1 wird zunächst der Testverdichter vorgestellt und das Versagensverhalten sowie die aerodynamischen Vorgänge beim Androsseln untersucht. Kap. 4.2 erörtert den Aufbau der Studien, die in den anschließenden Kapiteln gezeigt werden.

4.1 DLR Rig 250

4.1.1 Auslegung und Kenndaten

Das DLR-Rig250 ist ein Modellverdichter einer typischen Front- und Mittelstufenkonfiguration eines modernen hochbelasteten transsonischen Kraftwerksgasturbinenverdichters mit einem Skalierungsfaktor von 1:3. Der Verdichter besteht aus vier Stufen mit Vorleitrad (Abb. 4.1). Entwickelt wurde er im Rahmen des AG Turbo Verbundprojektes für ein CO₂-armes GuD-Kraftwerk „500MW auf einer Welle“ basierend auf dem 5-stufigen Axialverdichter Rig250 Bau 3. Ziel der Auslegung des Rig 250 (Bau 4) durch Alstom, MTU Aero Engines und Rolls-Royce Deutschland war die Erhöhung des Druckverhältnisses bei hohem Wirkungsgrad und gutem Teillastverhalten.

Schaufeln, Naben- und Gehäuseprofil entstammen einem 3D-Auslegungsprozess. Die Schaufelspitzen der Rotoren 1 und 2 arbeiten transsonisch und sind mit einer Vorderkantenpfeilung versehen. Die Statorn der ersten beiden Stufen weisen eine Umfangsneigung sowie Vorwärtspfeilung und Randzonenkorrektur auf. Vorleitrad sowie Stator 1

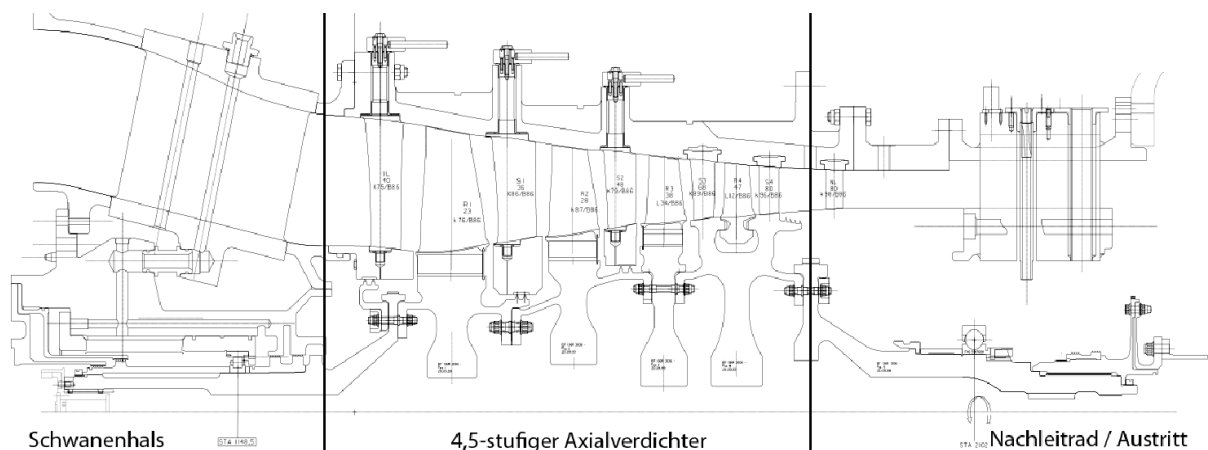


Abbildung 4.1: Querschnittsansicht des DLR-Rig250.

Reihe	IGV	R1	S1	R2	S2	R3	S3	R4	S4
Schaufelzahl	40	23	36	28	48	38	68	47	80

Tabelle 4.1: Schaufelzahlen des Rig250.

Auslegungsdrehzahl	n_A	12960 1/min
Reduzierter Massenstrom	\dot{m}_{red}	46.3 kg/s
Totaldruckverhältnis Maschine / Stufe 1	Π_{tot}	4.83 / 1.7
Wirkungsgrad	η	87.9%
Mach-Zahl (Rotor 1, Blattspitze)	Ma_{rel}	1.21
Diffusionszahl (entlang der 100%-Drehzahllinie)	D	0.4 - 0.66

Tabelle 4.2: Kenngrößen des Rig250 im Auslegungspunkt.

und 2 sind mit einem Drehteller an Nabe und Gehäuse variabel ausgeführt. Statoren 3 und 4 sind mit Nabenspalt ausgeführt und nicht verstellbar. Stufen 3 und 4 sind über die komplette radiale Höhe subsonisch ausgelegt. Schaufelzahlen, wichtigen Kenngrößen und Geometrieparametern sind in Tab. 4.1, 4.2 und 4.3 aufgeführt.

Infolge der Drehzahlbindung stationärer Gasturbinen ergeben sich für den sogenannten Kalt- und Warntag zwei aerodynamische Drehzahlgrenzwerte, die bei Nominalstellung der Leiträder noch abgedeckt werden müssen und den Arbeitsbereich des Verdichters bei Vollast definieren (Tab. 4.4). Für Untersuchungen mit Gehäusestrukturierungen sind insbesondere die Warntagbedingungen sowie der Betrieb bei Teillast von Bedeutung, da in diesen Fällen die Frontstufe nahe der Stabilitätsgrenze betrieben wird (vgl. Kap. 2.1.1).

Das Rig250 war bereits Gegenstand vielfältiger Untersuchungen. Im Rahmen dieser Arbeit erwähnenswert sind Studien zu Gehäusestrukturierungen von Johann (2009), Johann u. Heinichen (2011), Schönweitz u. a. (2013), Hembera u. a. (2008b), Goinis u. a. (2013b), Goinis u. a. (2013a), Goinis (2013) und Goinis u. Nicke (2016) und zudem eine Studie von Giersch u. a. (2014), in der ein tiefer Pumpzyklus simuliert wird.

4.1.2 Versagensverhalten an der Stabilitätsgrenze bei verschiedenen Drehzahlen

Um festzustellen, welche Vorgänge beim Rig250 stabilitätsbegrenzend wirken und welche Stufen limitierend sind, wurde das Versagensverhalten untersucht. Dazu wurde die Gesamtmaschine (4,5 Stufen) sowie eine reduzierte Konfiguration bestehend aus IGV und erster Stufe (1,5 Stufen) betrachtet. Für Optimierungsstudien wird zur effizienten Nutzung der verfügbaren Rechenkapazität stets eine möglichst kleine Konfiguration

Staffelungswinkel am Tip	γ_{tip}	59°
Teilungsverhältnis	t/s	0,81
Schaufelhöhenverhältnis	b_r/s	1,34
Schaufelstreckungsverhältnis	r_h/r_t	0,61
Schaufelspitzenspalt im Betrieb	h_s	0,51mm \cong 0,36% Schaufelhöhe

Tabelle 4.3: Geometrieparameter Rotor 1.

	Drehzahl [% n_A]	Korr. Massenstrom [kg/s]	Druckverhältnis [-]
Auslegung	100	46,3	4,82
Warmtag	90	34,3	4,50
Kalttag	110	47,8	5,00

Tabelle 4.4: Auslegungspunkt und Arbeitsbereich des DLR-Rig250.

Modell	4,5-Stufen	1,5-Stufen	1,5-Stufen (Optimierung)
Netzzellen total	8,8 Mio.	3,1 Mio.	1 Mio.
Spaltauflösung radial	11	11	7
y^+ Schaufeloberflächen	~ 1	~ 1	> 30

Tabelle 4.5: verwendete Rechennetze zur Simulation des DLR-Rig250.

bevorzugt. Es ist daher von Interesse, zu vergleichen, wie sich Rotor 1 in einer auf die erste Stufe, inklusive IGV, reduzierten Konfiguration verhält. Die in Kap. 3.2.8 erörterten CFD-Verfahren und in Tab. 4.5 aufgelisteten Rechennetze wurden verwendet.

Für $n = 100\%n_A$, $n = 90\%n_A$ und $n = 80\%n_A$ wurden Drehzahllinien berechnet und die Maschine jeweils bis zur numerischen Pumpgrenze androsselt. Außerdem wurde eine Konfiguration bei $n = 90\%n_A$ mit einem um 8° zugedrehten Stator 1 simuliert. Durch diese Anpassung des Stators für niedrigere Massenströme wird die Wahrscheinlichkeit eines Versagens im Stator minimiert, so dass dessen Versagenswahrscheinlichkeit steigt. Im Falle einer deutlichen Erweiterung des stabilen Arbeitsbereichs des Rotors durch Gehäusestrukturierungen kann so verhindert werden, dass die Untersuchungen durch ein Versagen des Stators beeinflusst werden. IGV und Stator 2 wurden in Nominalstellung belassen. Diese IGV- und Statorstellung wurde auch in Rig-Tests vermessen [Enders (2011)].

Die Charakteristiken sind in Abb. 4.2 dargestellt, die Stufencharakteristiken der 4,5-Stufen-Konfiguration in Abb. 4.3. Bei 100% Drehzahl sperrt die erste Stufe, zu erkennen am identischen Sperrmassenstrom beider Konfigurationen und der steilen Stufencharakteristik (Abb. 4.3). Bei Drehzahlen von 80% und 90% gerät hingegen die vierte Stufe ins Sperren.

Des Weiteren lässt sich die erste Stufe bei Nominaldrehzahl in der 1,5-Stufen-Konfiguration deutlich weiter androsseln als in der Gesamtkonfiguration (Abb. 4.2). Im Gesamtverbund wird die erste Stufe bei dieser Drehzahl daher nicht limitierend sein, und es wäre sinnlos ein CT mit dem Ziel der Pumpgrenzerweiterung bei Nominaldrehzahl für Rotor 1 auszulegen. Zu erkennen ist dies auch am Überrollverhalten der Stufen. Bei Nominaldrehzahl erreichen Stufe 3 und 4 ihre Belastungsgrenze und rollen über. Mit Reduktion der Drehzahl auf 90% ist es Stufe 2, die überrollt, und bei 80% Drehzahl Stufe 1. Durch ein Zustaffeln des Stators 1 rollt Stufe 2 bei 90% Drehzahl nicht mehr über und wird entlastet. Stufe 1 hingegen wird stärker belastet und läuft bei einem deutlich höheren Drosselzustand, wie auch Abb. 4.4 zeigt.

Die Kennlinien und Stufencharakteristiken deuten darauf hin, dass bei 80%, ebenso wie bei 90% Drehzahl und zugestaffelem Stator 1 die erste Stufe limitierend wirkt. Diesen Schluss lässt auch eine Betrachtung des Entropieanstiegs entlang der Maschinenachse zu (Abb. 4.5a). Erkennbar ist ein deutlich stärkerer Anstieg für niedrige Drehzahlen im Bereich der Vorderkante von Rotor 1. Bei zugestaffelem Stator fällt

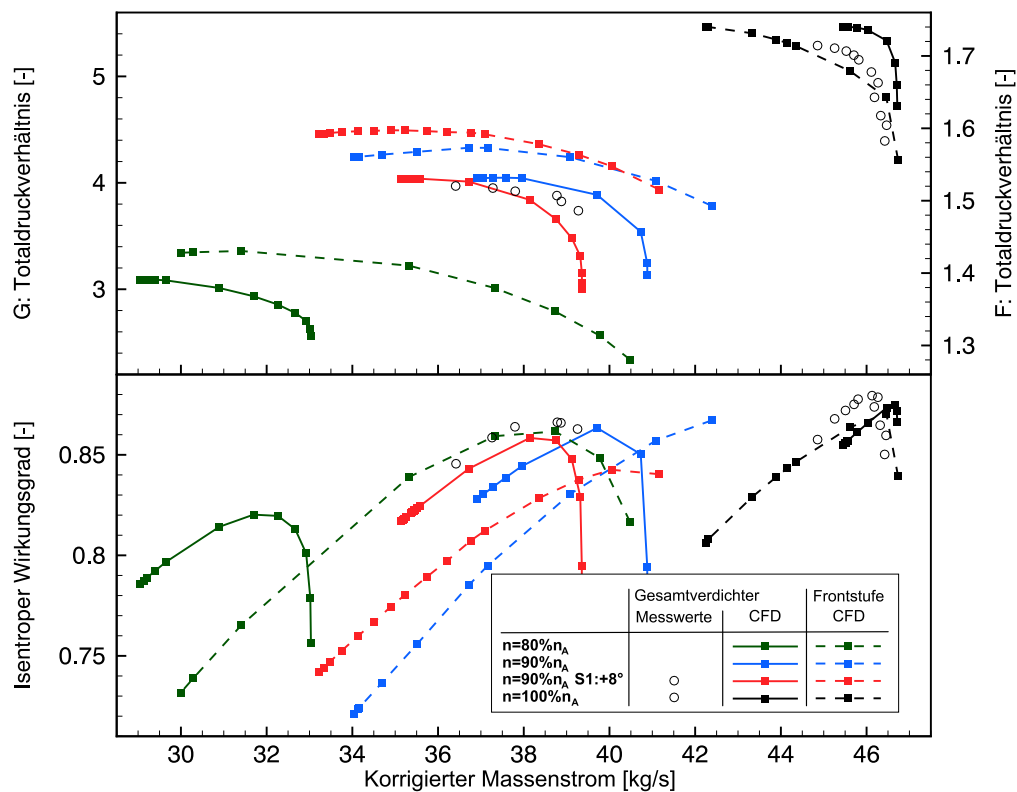


Abbildung 4.2: Rig250 Kennfeld (G), Kennfeld der herausgelösten Frontstufe mit IGV (F) sowie Messwerte [Enders (2011)].

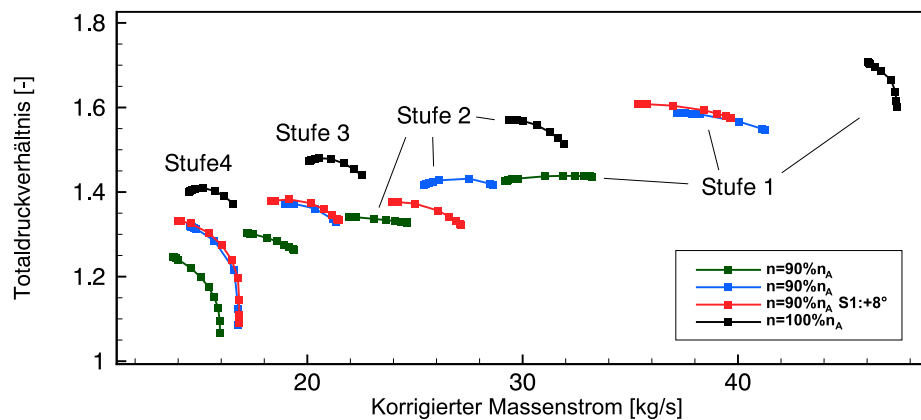


Abbildung 4.3: DLR-Rig250 Stufencharakteristiken, entnommen aus Gesamtverdichterrechnungen. Auf ISO-Eintrittsbedingungen bezogener Massenstrom.

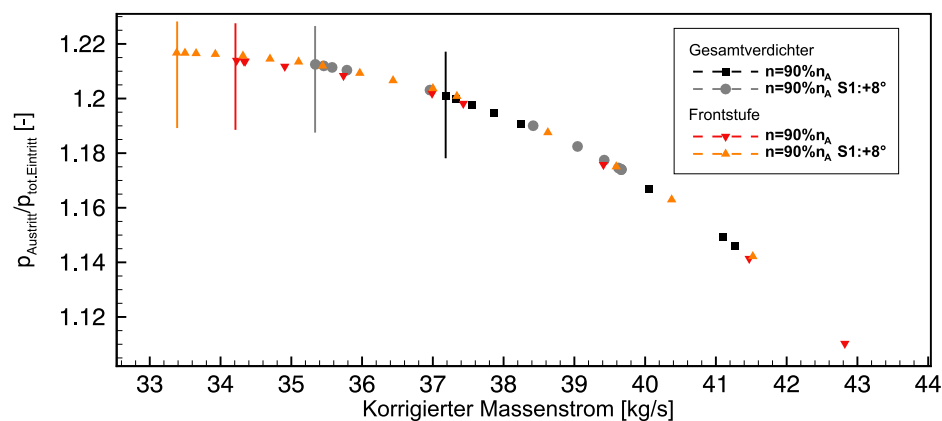
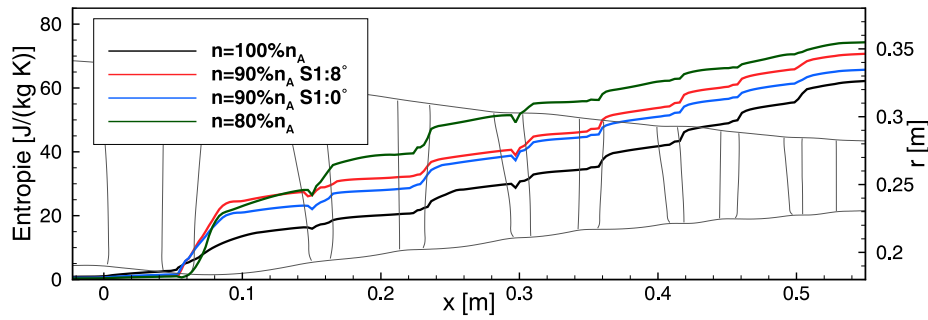
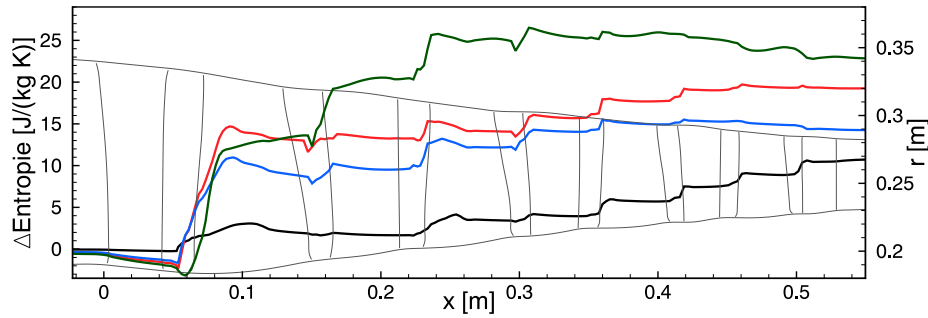


Abbildung 4.4: Rotor 1 Druckcharakteristiken bei 90% Drehzahl.



(a) Anstieg der spezifischen Entropie ab der Eintrittsebene

(b) Anstieg der spezifischen Entropie ab der Eintrittsebene abzüglich des spezifischen Entropieanstiegs bei maximalem Wirkungsgrad ($n = n_A$)**Abbildung 4.5:** Entropieanstieg entlang der Maschine für die letzten konvergenten Betriebspunkte verschiedener Drehzahlen und Stator 1 Verstellungen

dieser Anstieg stärker aus. Noch deutlicher wird dies, wenn die Differenz des Entropieanstiegs zum Entropieanstieg beim Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads gebildet wird (Abb. 4.5b und 4.6). Während bei 100% Drehzahl (Abb. 4.6a) ein starker Entropieanstieg im Nabebereich der hinteren Stufen das Bild dominiert und auf eine Ablösung in dieser Region hindeutet, zeigt sich bei 90% Drehzahl (Abb. 4.6b) als dominante Quelle der Entropieproduktion die Blattspitze des Rotors 1.

In Abb. 4.7 sind Iso-Flächen für eine Axialgeschwindigkeit von $v_{ax} = 0 \text{ m/s}$ abgebildet, wodurch eine Beurteilung der Ablösegebiete und der Spaltwirbelblockage möglich ist. Bei $n = 100\% n_A$ lassen sich nahe der Pumpgrenze keine kritische Strömungsmechanismen in Stufe 1 ausmachen. Es bildet sich keine Ablösung auf Rotor 1 oder Stator 1, die Zuströmung zu Rotor 1 weist keine besonders große Inzidenz auf und der Spaltwirbel läuft ungehindert in die Passage ①. Für die weiteren Betriebspunkte (Abb. 4.7b-4.7d) erreicht das Gebiet niederenergetischer Strömung bereits die Vorderkante des nachfolgenden Rotors ① und blockiert die gesamte Passage im Gehäusebereich. Bei $n = 80\% n_A$ tritt zudem eine starke Ablösung an der Vorderkante von Rotor 1 auf ②, was sich auf eine deutliche Inzidenz zurückführen lässt. Die Spaltwirbelblockage ① fällt beim Erreichen der Stabilitätsgrenze bei $n = 80\% n_A$ hingegen etwas geringer aus als bei $n = 90\% n_A$, weshalb sich ein stabilitätsbegrenzender Einfluss der Ablösung ② bei $n = 80\% n_A$ vermuten lässt. Diese Ablösung ② fällt bei $n = 90\% n_A$, mit und ohne zugestaffelter Stator, deutlich geringer aus und beschränkt sich auf einen nabennahen Bereich. Bei $n = 80\% n_A$ ist zudem eine starke Ablösung im Gehäusebereich des Stators zu beobachten ③.

In Abb. 4.8 werden analog zu Abb. 4.7 Isoflächen der Axialgeschwindigkeit $v_{ax} = 0 \text{ m/s}$ betrachtet. Hierbei wird deutlich, dass die beobachteten Ablösungen ② in der 1,5-Stufen-Konfiguration bei 90% Drehzahl stärker auftreten, als in der Gesamtkonfiguration, jedoch nicht in dem Ausmaß, wie bei 80% Drehzahl. Zusätzlich tritt bei 90% Dreh-

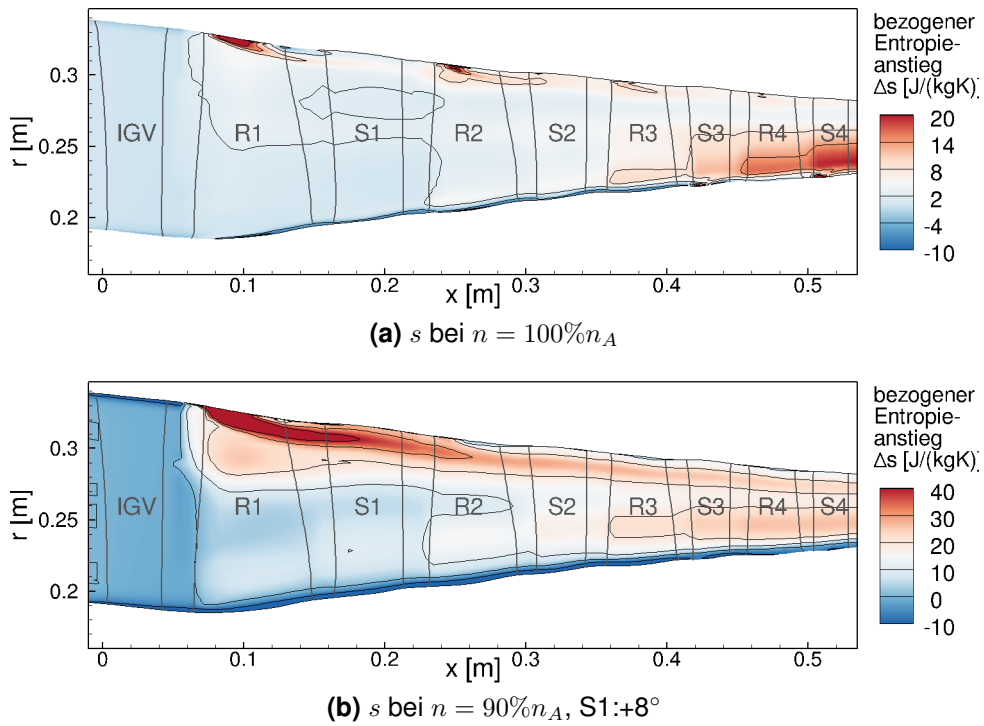


Abbildung 4.6: Anstieg der spezifischen Entropie der letzten konvergenten Betriebspunkte als Differenz zum spezifischen Entropieanstieg bei maximalem Wirkungsgrad, jeweils bezogen auf die gemittelte Entropie am Eintritt.

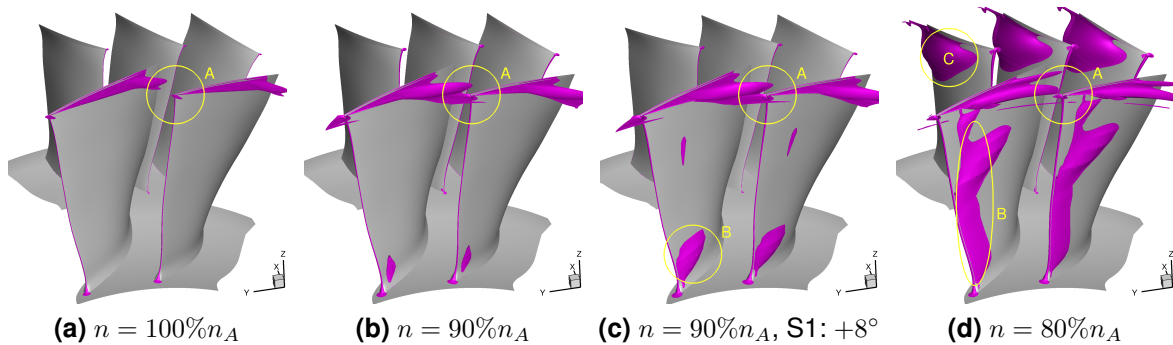


Abbildung 4.7: Pumpengrenznahe Betriebspunkte bei unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlicher Stellung von Stator 1, der 4,5-Stufen-Konfiguration. Abgebildet sind Rotor und Stator der ersten Stufe mit Blick auf die Vorderkante des Rotors, sowie Isoflächen der Axialgeschwindigkeit mit $v_{ax} = 0$.

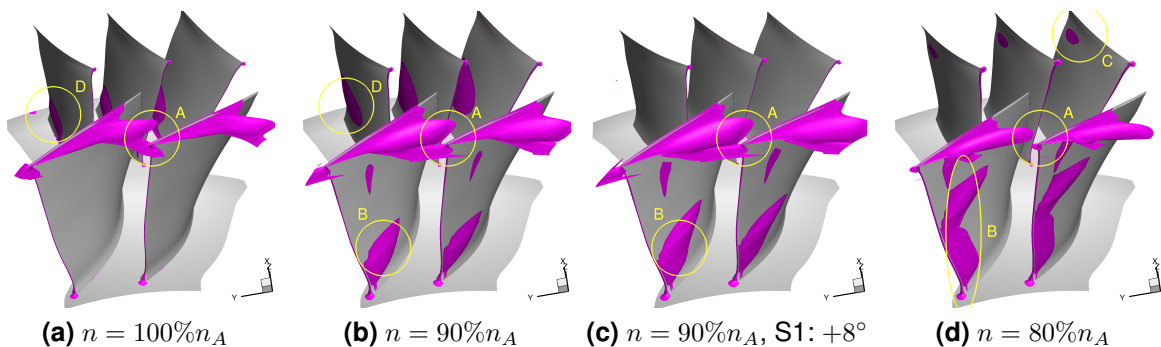


Abbildung 4.8: Pumpengrenznahe Betriebspunkte der 1,5-Stufen-Konfiguration mit $v_{ax} = 0$ -Isoflächen, analog zu Abb. 4.7.

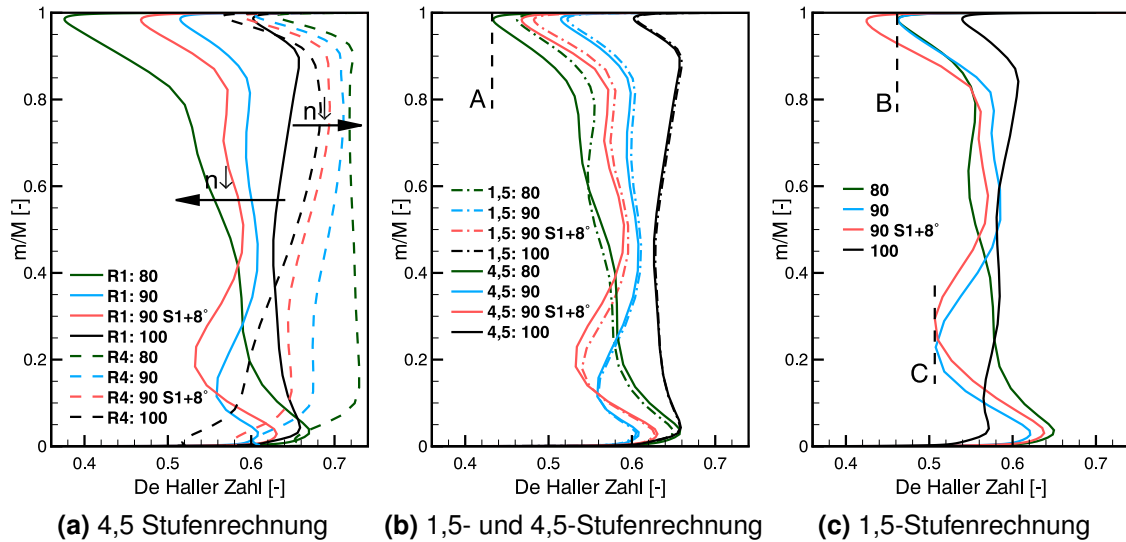


Abbildung 4.9: De-Haller-Zahl für die letzten stabilen/angedrosselte Betriebspunkte nahe der Pumpgrenze für verschiedene Drehzahlen $n=80$ bis $100\%n_A$, mit und ohne Verstellung von Stator 1. (a) 4,5 Stufenrechnung: Vergleich von Rotor 1 und 4 im letzten stabilen Betriebspunkt. (b) Vergleich der Belastung von Rotor 1 bei niedrigstem gemeinsamen \dot{m}_{red} der 1,5- und 4,5-Stufenrechnungen. (c) 1,5-Stufenrechnung im letzten stabilen Betriebspunkt.

zahl auf Stator 1 eine Ablösung auf \textcircled{D} , die bei zugestaffelter Stator 1 verschwindet. Bei 90% Drehzahl und zugestaffelter Stator 1 zeigt Rotor 1 insgesamt ein sehr ähnliches Bild nahe der Stabilitätsgrenze im Vergleich zwischen der 1,5- und 4,5-Stufen-Konfiguration.

Um Unterschiede in der Belastung des Rotors 1 zwischen der 1,5-Stufen-Konfiguration und der 4,5-Stufen-Konfiguration zu untersuchen wird das De-Haller-Kriterium herangezogen (Gl. 2.22). Hierzu werden die letzten konvergenten Betriebspunkte betrachtet (Abb. 4.9). Erwartungsgemäß führt eine Reduktion der Drehzahl zu einer steigenden Belastung des Rotors 1 und einer fallenden des Rotors 4 nahe der Stabilitätsgrenze (Abb. 4.9a). Bei 80% n_A werden im gehäusenahen Bereich in der 4,5-Stufen-Konfiguration \textcircled{A} niedrigere De-Haller-Zahlen erreicht, als in der 1,5-Stufen-Konfiguration (Abb. 4.9b). Dies und der geringere erreichbare Massenstrom bei einer 4,5-Stufen-Rechnung lassen darauf schließen, dass der Stufenverbund auf Stufe 1 bei 80% Drehzahl stabilisierend wirkt. Bei der 1,5-Stufen-Konfiguration wird für 80% und 90% Drehzahl der gleiche De-Haller-Wert im Schaufelspitzenbereich erreicht \textcircled{B} , was auf eine Limitierung in diesem Bereich hindeutet. Durch eine Verstellung des Stators 1 lässt sich der Rotor in diesem Bereich höher belasten. Es fällt zudem auf, dass im nabennahen Bereich \textcircled{C} ein ähnlicher De-Haller-Wert wie ohne Statorverstellung erreicht wird (Abb. 4.9c).

Zusammenfassend lassen die Untersuchungen folgende Schlüsse zu. Rotor 1 ist bei Nominaldrehzahl im Stufenverband nicht pumpgrenzbestimmend. Stattdessen wirkt eine weiter hinten liegende Stufe limitierend, höchstwahrscheinlich aufgrund einer Ablösung im Nabenbereich. Bei reduzierter Drehzahl bildet sich hingegen ein kritisches Strömungsgebiet im Spaltbereich von Rotor 1 aus, hervorgerufen durch eine Interaktion des Spaltwirbels mit dem Passagenstoß. Dieses führt bei 90% Drehzahl zur Instabilität. Bei 80% Drehzahl treten zusätzliche kritische Strömungsgebiete in Form von Ablösungen an der Vorderkante von Rotor 1, im Gehäusebereich des Stators 1 sowie in der zweiten Rotorreihe auf. Die 1,5-Stufen-Konfiguration zeigt weiterhin nahe der

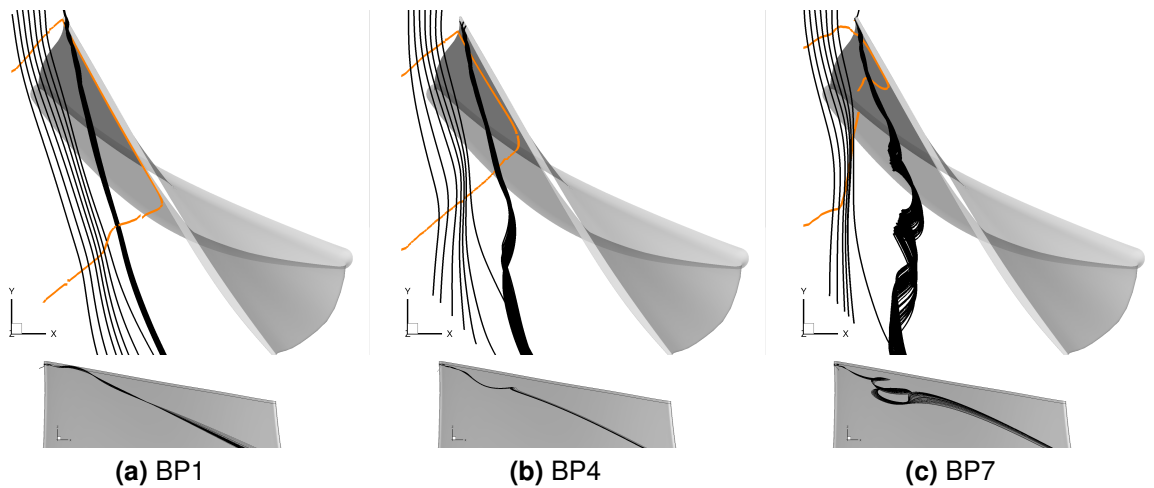


Abbildung 4.10: Veränderung des Spaltwirbels beim Androsseln. $n/n_A = 90\%$, $S1: +8^\circ$, Stromlinien (schwarz) und Mach=1-Linien (orange) in Gehäusenähe. Betriebspunkte entsprechend Abb. 2.15.

Stabilitätsgrenze bei 90% Drehzahl und zugestaffelem Stator eine große Ähnlichkeit des Strömungsbilds zur 4,5-Stufen-Konfiguration.

Damit sind die Voraussetzungen erfüllt, ein CT für Rotor 1 bei 90% Drehzahl und zugestaffelem Stator, basierend auf einer reduzierten 1,5-Stufen-Konfiguration, auszulegen, dessen Wirkung im 4,5-Stufen Verdichter analog sein sollte.

4.1.3 Strömungsmechanische Vorgänge beim Androsseln der ersten Stufe

Besonderes Interesse gilt den Strömungsvorgängen in der Stufe 1 beim Erreichen der Stabilitätsgrenze, die durch den Einsatz von CTs beeinflusst werden sollen. Grundlegende Aspekte wurden bereits in Kap. 2.2.5 erörtert.

Im Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads kann der Spaltwirbel den Stoß nahezu unbeeinflusst passieren (Abb. 4.10a). Die Blockage in Gehäusenähe ist gering. Der Stoß liegt an der Vorderkante an und trifft den Rotor bei etwa 70% Sehnenlänge. Der Weg, den der Spaltwirbel zurücklegen kann, bevor er auf den Stoß trifft, ist in diesem Betriebspunkt lang. Hierdurch kann der Wirbelkern durch die Hauptströmung energisiert werden und passiert den Stoß ohne erhebliche Wirbelkernaufweitung (vgl. Kap. 2.2.3). Die Spaltwirbeltrajektorie ist gerade und verläuft mit einem flachen Winkel zur Sehne (Abb. 2.15 und 2.17), ohne auf die nachfolgende Schaufel zu treffen.

Die Stoßposition wandert bei zunehmender Drosselung stromauf (Abb. 2.17, 2.14c). Die Weglänge des Spaltwirbels bis zur Interaktion mit dem Stoß reduziert sich. Zudem steigt der Druckaufbau durch den Stoß (Abb. 2.14a). Mit zunehmender Drosselung weitet sich daher der Wirbelkern beim Passieren des Stoßes und platzt schließlich auf (Abb. 2.14, 4.10). Gleichzeitig wächst der Spaltströmungsimpuls im vorderen Schaufelbereich, getrieben durch einen wachsenden Druckgradienten über die Schaufelspitze (Abb. 2.13). Der Austrittswinkel der Spaltströmung erhöht sich deutlich.

Ein aufplatzender Spaltwirbel und die Zunahme des Spaltströmungsimpulses in negativer axialer Richtung lassen ein ausgedehntes Blockagegebiet entstehen. Die Ablenkung der Wirbeltrajektorie über den Stoß steigt. Spaltströmungsfluid und Teile des schwachen Spaltwirbels dringen weit in die Passage vor und erreichen die Druckseite

der nachlaufenden Schaufel (Abb. 2.17). Auch in radialer Richtung ist eine zunehmende Ausdehnung des Wirbeleinflusses zu beobachten (Abb. 4.10 unten). Die Interaktion mit der Zuströmung in diesem Gebiet führt zu einer Erhöhung der Inzidenz. Dies wiederum beeinflusst die Spaltwirbelentstehung. Letztendlich wird die gesamte Passage im Schaufelspitzenbereich durch niederenergetisches Fluid blockiert und „spillage“ tritt auf.

Abb. 4.11 zeigt die 90% Drehzahllinie sowie für markierte Betriebspunkte radiale Verteilungen. Nach Erreichen des letzten stabilen Betriebspunkts wurde erneut geringfügig angedrosselt und Zustände der divergierenden Simulation aufgezeichnet. Diese sind farblich hervorgehoben (orange/rot) und ermöglichen eine Beurteilung der Strömungsentwicklung beim Erreichen der numerischen Stabilitätsgrenze.

Während der Druckaufbau des Rotors bis zur Stabilitätsgrenze steigt und dann abrupt abfällt, ist für die Stufenkonfiguration ein früheres Abfallen zu beobachten. Dies lässt sich durch anwachsende Verluste im Stator erklären (Abb. 4.11j). Die maximalen Verluste im Bereich um $h_{rel} = 0,85$ können auf eine Zunahme der Sekundärströmungen im Rotorspitzenbereich zurückgeführt werden. Die Rotorverluste steigen im Schaufelspitzenbereich deutlich an (Abb. 4.11g). Eine Ausdehnung der Sekundärströmungen zu tiefer liegenden Schaufelschnitten lässt sich ebenfalls an den Verlusten ablesen, die nahe der Stabilitätsgrenze bereits bei 80% Schaufelhöhe deutlich ansteigen. Davon beeinflusst steigt der Zuströmwinkel zum Stator α_2 (Abb. 4.11h), insbesondere im Gehäusebereich, deutlich an.

Der Zuströmwinkel zum Rotor steigt mit abfallendem Massenstrom nahezu gleichmäßig (Abb. 4.11e). Das Totaldruckverhältnis nimmt insbesondere im Schaufelspitzenbereich zu (Abb. 4.11c). Gleichzeitig fällt das MVDR im Schaufelspitzenbereich deutlich ab (Abb. 4.11b). Auffällig ist, dass das MVDR über die numerische Stabilitätsgrenze hinweg nur im Blattspitzenbereich weiter abfällt. In den tiefer liegenden Bereichen steigt das MVDR wieder, was tendenziell auf eine Stabilisierung hindeutet und auf die einschnürend wirkende Blockage am Gehäuse zurückzuführen ist. Nahe der Pumpgrenze findet demnach die entscheidende, zur Instabilität führende Veränderung der Strömung im Blattspitzenbereich statt. Die Umlenkung des Rotors im oberen Bereich erreicht zur Stabilitätsgrenze ein Maximum (Abb. 4.11f). Der Stator hingegen kann die Umlenkung weiter erhöhen (Abb. 4.11i).

Abb. 4.12 zeigt Verlustpolaren auf verschiedenen Schaufelschnitten des Rotors. Beim Androsseln steigt der Zuströmwinkel β_1 und die Verluste ω wachsen an. Ein Profil nahe der Schaufelspitze mit $h_{rel} = 95\%$ weist bereits im Optimum sehr hohe Verluste auf, die sich durch den Einfluss der Spaltströmung erklären lassen. Die Entwicklungen von β_1 und ω beim Überschreiten der numerischen Pumpgrenze sind in Abb. 4.12 gepunktet dargestellt. Im Schaufelspitzenbereich wächst β_1 kontinuierlich bis nahezu 90° an, so dass theoretisch keine Zuströmung mehr möglich ist. In tiefer gelegenen Schaufelschnitten ist dies nicht zu beobachten.

Es lässt sich festhalten, dass die Strömung im Wechselspiel von steigender Inzidenz sowie wachsender Ablösung und Verblockung im Gehäusebereich zusammenbricht. Wesentliche Einflussgrößen sind die Stoß-Wirbel-Interaktion und eine steigende negative Axialgeschwindigkeitskomponente der Spaltströmung im vorderen Schaufelspitzenbereich beim Annähern an die Stabilitätsgrenze.

Wird der Rotor mit einem zeitgenauen URANS-Verfahren angedrosselt, so treten nahe der Stabilitätsgrenze selbstinduzierte Instabilitäten in Erscheinung. Hierbei lässt sich, ähnlich der in Kap. 2.3.2 beschriebenen radialen Wirbel, erkennen, wie ein Wirbel an

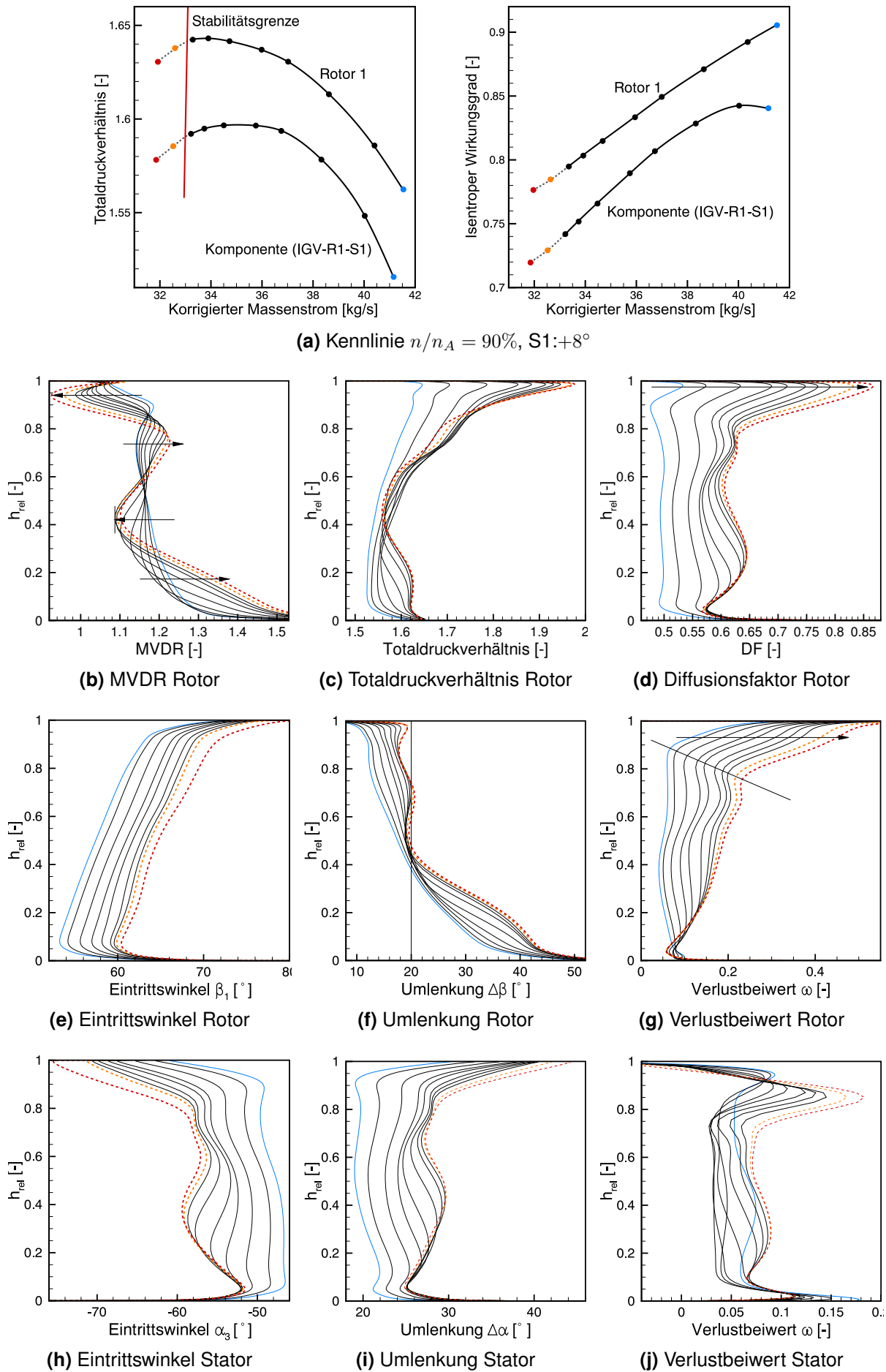


Abbildung 4.11: Veränderung der Strömung beim Androsseln, $n/n_A = 90\%$, $S1:+8^\circ$

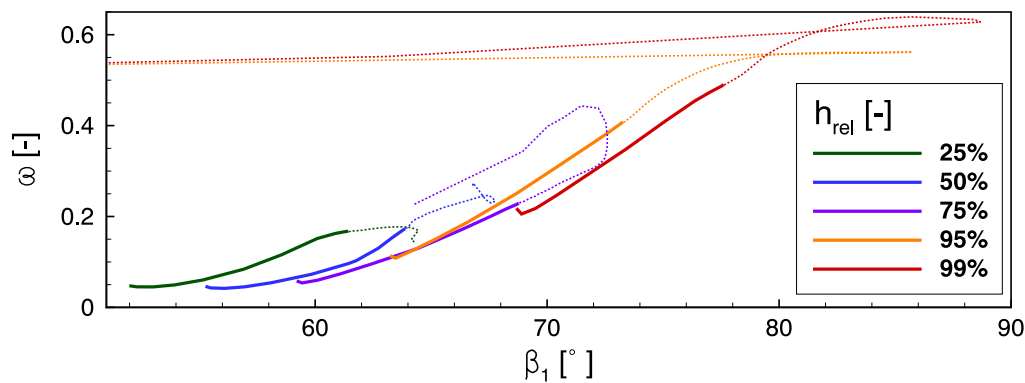


Abbildung 4.12: Verlustpolare verschiedener Schaufelschnitte. Gepunkteter Teil der Polaren stellt den Verlauf der numerischen Simulation nach Überschreiten der numerischen Stabilitätsgrenze dar.

der Vorderkante im oberen Schaufelbereich ablöst und im Relativsystem in Umfangsrichtung umläuft, bis er auf die folgende Rotorvorderkante trifft. In Abb. 4.13 ist die Wirbelposition in acht Zeitschritten dargestellt. An der Vorderkante wird beim Auftreffen des Wirbels kurzzeitig die Inzidenz stark erhöht, was den Vorgang erneut auslöst und zu einer periodischen Instationarität nahe der Schaufelspitze führt. Die Stoßposition schwankt stark, ebenso der Spaltwirbel. Beides beeinflusst den Verlauf des radialen Wirbels. Abb. 4.14 zeigt die instationären Geschwindigkeitsanteile des Strömungsfelds, wodurch die Wirbelstruktur und Bewegung in Umfangsrichtung verdeutlicht wird. Zwischen zwei folgenden Wirbeln (schwarz) lässt sich so eine entgegengesetzt rotierende induzierte Strömung erkennen (magenta), die zu einer kurzzeitigen deutlichen Zunahme der Inzidenz führt, worauf sich kurze Zeit später der nächste Wirbel von der Vorderkante löst. Am Rotorausstritt und auf weiter tiefer liegenden S1-Schnitten ist die Strömung nahezu stationär.

Mit Hilfe der zeitgenauen Simulation lässt sich somit eine detailliertere Erklärung für das Versagen an der Schaufelspitze finden, die zudem nicht im Widerspruch zu den mit RANS-CFD gefundenen Ergebnissen im Zeitmittel steht. Gleichzeitig kann jedoch angenommen werden, dass die instationären Effekte einen Einfluss auf die Wirkweise eines CTs haben können. Daher werden Ergebnisse der Optimierungen, die auf Basis von RANS-Verfahren erhalten wurden, selektiv mit URANS-Verfahren überprüft.

4.1.4 Gewünschte Strömungsbeeinflussung zur Stabilitätserweiterung

Basierend auf den Analysen des Versagensverhaltens kann eine Erweiterung der Stabilitätsgrenze insbesondere durch eine Reduktion des Blockagegebiets aufgrund der Stoß-Wirbel-Interaktion erwartet werden. Dies könnte durch eine Entlastung der Schaufelspitze und eine Schwächung des Stoßes erzielt werden, infolgedessen der Spaltwirbel eine geringere Druckdifferenz überwinden müsste. Eine Stromabverschiebung des Stoßes würde zudem die Lauflänge des Spaltwirbels bis zum Auftreffen auf den Stoß verlängern und dem Wirbel mehr Zeit zur Energetisierung lassen. Eine Ausblasung von Fluid im Bereich der Entstehung des Spaltwirbels könnte die Energetisierung unterstützen.

Eine Reduktion des Blockagegebiets ließe sich darüber hinaus durch eine Absaugung

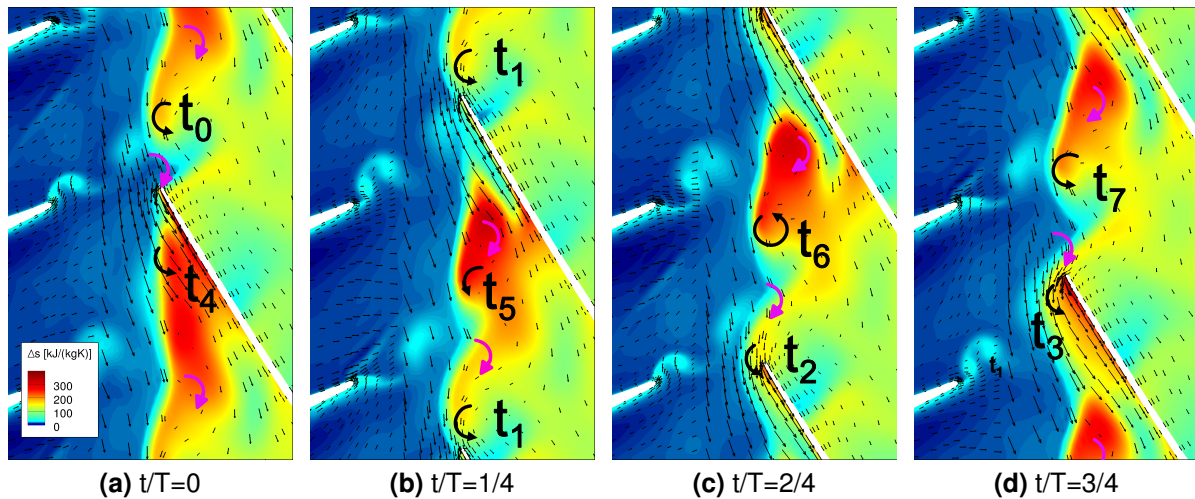


Abbildung 4.13: Wirbelbewegung im BP_{PGN} auf einem S1-Schnitt nahe der Schaufelspitze.

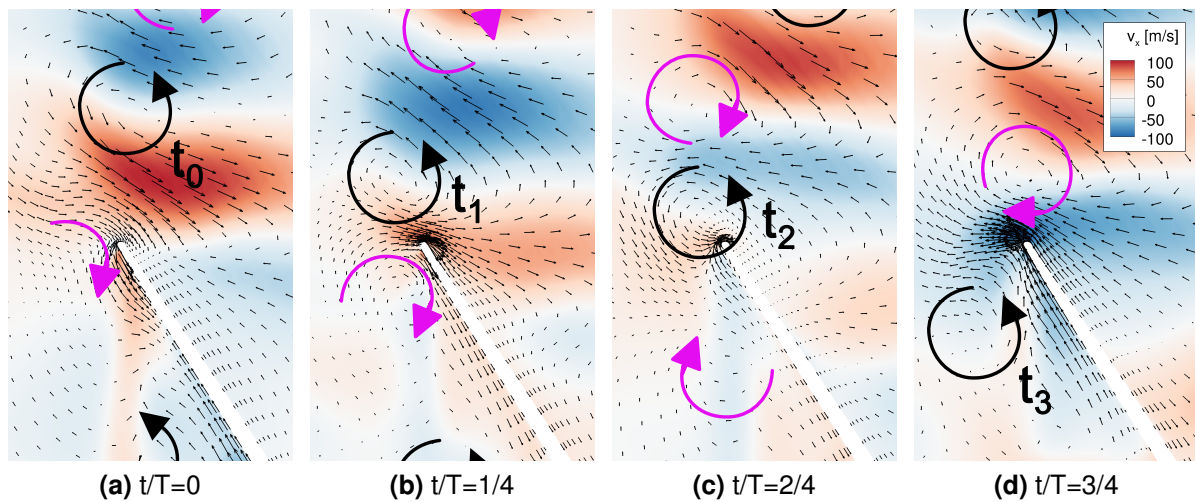


Abbildung 4.14: Instationärer Geschwindigkeitsanteil: Wirbelbewegung im BP_{PGN} auf einem S1-Schnitt nahe der Schaufelspitze.

von niederenergetischem Blockagefluid in ein CT realisieren und durch eine Reduktion des Spaltmassenstroms, insbesondere des Anteils in negativer Axialrichtung. Dies ließe zudem eine Reduktion der Inzidenz erwarten.

Inwiefern eine solche Beeinflussung durch CTs oder die Modifikation von Rotor und Gehäusegeometrie möglich ist und welcher Einfluss auf den Wirkungsgrad und weitere Leistungsdaten zu erwarten sind, sollen numerische Untersuchungen zeigen.

4.2 Aufbau der Optimierungen von Rig250 Stufe 1

Um eine gute Vergleichbarkeit der Optimierungsergebnisse zu gewährleisten, basieren alle durchgeführten Optimierungen und Parameterstudien auf einem ähnlichen Aufbau. Dieser sowie notwendige Abweichungen, insbesondere bei der Axial-CT-Optimierung aufgrund des Einsatzes von URANS-Verfahren, werden im Folgenden erörtert.

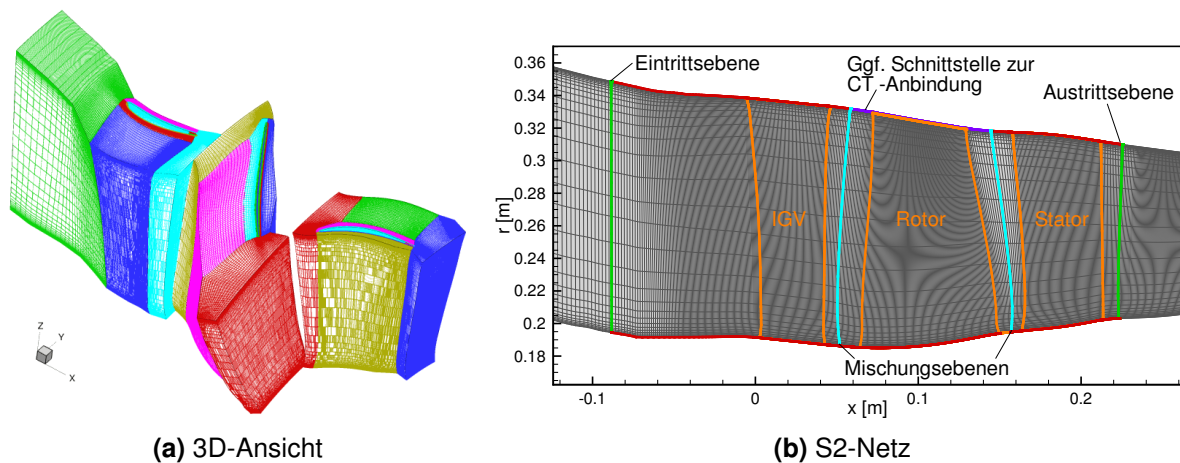


Abbildung 4.15: Vernetzung der Stufe 1 des DLR-Rig250.

4.2.1 Rechennetz und -domäne

Unter Abwägung der in Kap. 3.1.2 diskutierten Einflüsse auf die Konvergenz einer Optimierung und Ungenauigkeiten bei der Berechnung einzelner Geometrien wird ein Rechennetz mit ca. 1 Mio. Knoten für die Optimierung eingesetzt (Abb. 4.15). Einsparungen wurden insbesondere in radialer Richtung im mittleren Schaufelbereich vorgenommen, sowie durch die Verwendung von Wandfunktionen mit $y^+ > 30$. Die Auflösung in radialer Richtung weist 35 Zellen auf, wovon 7 im Spalt liegen. Zur Validierung der gewonnenen Ergebnisse wurden feinere Netze herangezogen (Tab. 4.5).

Da die Rotorschaukelzahl mit 23 eine Primzahl ist, kann die Konfiguration im Zeitbereich nicht als Einpassagenmodell gerechnet werden. Verfahren zur Simulation im Frequenzbereich kamen, wie bereits in Kap. 3.2.8 erwähnt, aus Robustheitsgründen nicht zum Einsatz. Vollkranzsimulation mit einem URANS-Verfahren stellen aus Kostengründen im Rahmen dieser Arbeit keine praktikable Lösung dar.

Eine weitere Option besteht darin, eine Schaufelzahlskalierung vorzunehmen (Tab. B.1 listet verschiedenen Möglichkeiten auf). Um eine kleine Rechendomäne zu erhalten, kann die IGV-Anzahl von 40 auf 46 skaliert und so eine Konfiguration bestehend aus zwei IGVs und einem Rotor mit zeitgenauer CFD simuliert werden. Die Statorströmung wird nur im zeitlichen Mittel berücksichtigt. Die Zahl der CTs wird als Vielfaches der Rotoranzahl gewählt.

Um darüber hinaus Rechenressourcen zu sparen, kann das IGV ebenfalls nur im Zeitmittel berechnet werden, was eine Schaufelzahlskalierung überflüssig macht. Die erforderliche Mischungsebene zwischen IGV und Rotor mittelt die Nachläufe des IGVs aus und unterdrückt instationäre Interaktionseffekte zwischen IGV und Rotor. Tests mit beiden Konfigurationen zeigen einen vernachlässigbaren Einfluss der IGV-Nachläufe auf die Untersuchungen mit CTs [Goinis (2013)], so dass in der durchgeführten Axial-CT-Optimierung auf die zeitgenaue Simulation der IGV-Strömung verzichtet wird und lediglich Rotor und CTs mit einem URANS-Löser simuliert werden.

4.2.2 Zielfunktionen und Betriebspunkte

Zur Optimierung der beiden Zielgrößen Pumpgrenzabstand und maximaler Wirkungsgrad werden die in Kap. 3.2.7 definierten Zielfunktionen weiter spezifiziert.

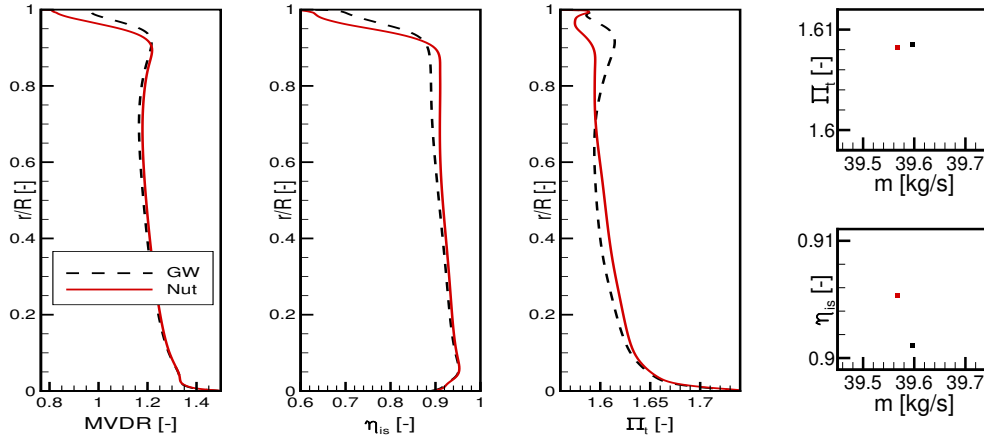


Abbildung 4.16: Ungewollte Auswirkung einer Nut.

Die erste Zielfunktion dient der Optimierung des Wirkungsgrads. Wird ein Verdichter für einen konkreten Anwendungsfall betrachtet, ist prinzipiell der Arbeitslinienbetriebspunkt von größtem Interesse für eine Wirkungsgradsteigerung. Aufgrund von Anforderungen an den Pumpgrenzabstand ist dieser, bezogen auf den Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads, häufig etwas entdrosselt und liegt auf dem steilen Ast der Kennlinie.

Bei der Optimierung eines solchen Betriebspunkts kann leicht eine Betriebspunktverschiebung stattfinden. Zudem kann eine radiale Umverteilung der Strömung leichter einen positiven Effekt auf den Wirkungsgrad hervorrufen. Ein Beispiel ist in Abb. 4.16 dargestellt [Goinis u. a. (2013b)]. Eine Blockage in Gehäusenähe, hervorgerufen durch eine große Umfangsnut im hinteren Rotorbereich, bewirkt eine radiale Umverteilung des Massenstroms. Die unteren Schaufelschnitte laufen so bei höherem Wirkungsgrad. Zusätzliche Verluste durch die Umfangsnut werden überkompensiert und sind bei Betrachtung des Gesamtrotor- bzw. -stufenwirkungsgrads nicht ersichtlich. Solche ungewollten Effekte können eine Bewertung der Ergebnisse erheblich erschweren. Indem der Punkt maximalen Wirkungsgrads optimiert wird, soll eine Erhöhung des gesamten Wirkungsgradniveaus erzielt werden. Zusätzliche Verluste durch ein CT sind so ersichtlich. Dazu wurde in *TRACE* ein Verfahren implementiert, mit dem während einer CFD-Rechnung der Punkt maximalen Wirkungsgrads mit hoher Genauigkeit angefahren werden kann (siehe Kap. B.6.2).

Im Falle der Optimierungen basierend auf RANS-CFD wird dieses Verfahren eingesetzt und der maximale isentrope Wirkungsgrad auf der 100% Drehzahllinie optimiert:

$$f_{1.stat} := \max(\eta_{is.max})! \mid n = 100\%N \quad (4.1)$$

Für die Axial-CT-Optimierung wird dennoch der Auslegungspunkt für die Definition der ersten Zielfunktion herangezogen:

$$f_{1.inst} := \max(\eta_{is.ADP})! \mid n = 100\%N \quad (4.2)$$

Dies ist aus Kostengründen erforderlich, da eine Bestimmung des Punktes maximalen Wirkungsgrads eine erheblich längere Rechenzeit nach sich zieht. Die Auswertung der Ergebnisse hat jedoch gezeigt, dass im Falle der Axial-CT-Optimierung mit einer Position der Axial-CTs über der Rotorvorderkante, nicht mit einer Wirkungsgradverbesserung im BP_{ADP} aufgrund einer radialen Umverteilung zu rechnen ist.

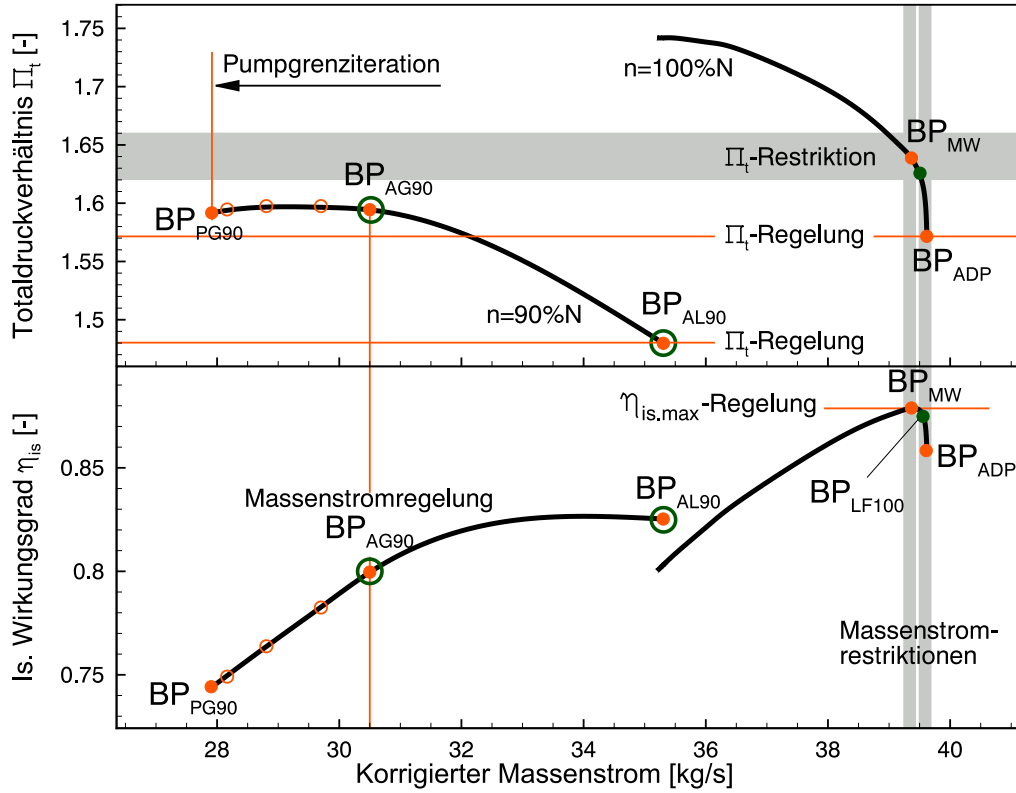


Abbildung 4.17: Betriebspunkte und aerodynamische Restriktionen der RANS-Optimierungen. HF- (orange) und LF-Betriebspunkte (grün), Restriktionen (grau).

Die zweite Zielfunktion dient der Optimierung des Arbeitsbereiches, formuliert als Abstand zwischen einem Arbeitslinienpunkt und einem pumpgrenznahen Punkt, analog der Definition des Pumpgrenzabstandes nach Gl. 2.1:

$$f_2 := \max(PGK)! \quad (4.3)$$

$$= \max \left(\frac{\Pi_{tot.PG90}}{\Pi_{tot.AL90}} \cdot \frac{\dot{m}_{AL90}}{\dot{m}_{PG90}} - 1 \right)! \mid n = 90\%N \quad (4.4)$$

Hierbei gilt es zu beachten, dass der pumpgrenznahe Betriebspunkt BP_{PG90} für die Optimierungen mit stationärer CFD durch die iterative Pumpgrenzerkennung bestimmt wird. Bei der Axial-CT-Optimierung unter Verwendung zeitgenauer CFD wäre dieses Verfahren jedoch zu aufwändig. In diesem Fall wird eine Pumpgrenzabschätzung vorgenommen (vgl. Kap. 3.2.5). Die Berechnung von f_2 (Gl. 4.4) geschieht dann mit einem androsselten Betriebspunkt BP_{AG90} anstelle des pumpgrenznahen Betriebspunktes BP_{PG90} . Um den Unterschied in der Berechnung des Pumpgrenzkriteriums deutlich zu machen, wird der Index i bei einer Pumpgrenziteration und a bei einer Pumpgrenzabschätzung verwendet. Die Werte des Pumpgrenzkriteriums von stationären und instationären Optimierungen sind daher nicht direkt miteinander vergleichbar:

$$PGK_i \neq PGK_a \quad (4.5)$$

Die zur Berechnung der Zielfunktionen benötigten Betriebspunkte sind in Abb. 4.17 schematisch dargestellt und in Tab. 4.6 aufgelistet, ergänzt um Angaben zur Einregelung. BP_{ADP} bezeichnet den aerodynamischen Design-Punkt bei $n_{rel} = 100\%$, der mit Hilfe eines Totaldruckreglers eingestellt wird, ebenso wie BP_{AL90} , der als Re-

Bezeichnung	n_{rel} [%]	Opt. stat.		Opt. instat.	Regelung	Beschreibung
		LF	HF			
BP_{ADP}	100		x	x	$\Pi_{tot} = 1,586$	ADP
BP_{MW}	100		x		$\eta := \eta_{max}$	Max. Wirkungsgrad
BP_{LF100}	100	x			Gegendruck	BP für LF Prozesskette
BP_{AL90}	90	x	x	x	$\Pi_{tot} = 1,489$	Arbeitslinienpunkt
BP_{AG90}	90	x	x	x	$\dot{m} = 30,5 \text{ kg/s}$	Angedrosselt
BP_{PG90}	90		x		PG-Iteration	Pumpgrenz-BP
BP_{PGN90}	90				$\dot{m} = 28,0 \text{ kg/s}$	Pumpgrenznaher BP

Tabelle 4.6: Betriebspunkte der Optimierungen und Angaben darüber, bei welcher Art von Optimierung (RANS/URANS) diese verwendet werden.

ferenzpunkt für eine Bestimmung des Pumpgrenzabstandes bei 90% Drehzahl herangezogen wird. Ein angedrosselter Betriebspunkt BP_{AG90} bei konstantem Massenstrom dient zum einen der Abschätzung der Pumpgrenze PGK_a während der Axial-CT-Optimierung mit zeitgenauer CFD. Zum anderen dient er als Startpunkt für die automatisierte Pumpgrenziteration (Kap. 3.2.5) bei den Optimierungen mit stationärer CFD. Als Ergebnis der Pumpgrenziteration wird BP_{PG90} ermittelt und für die Bestimmung von PGK_i herangezogen.

4.2.3 Nebenbedingungen

Eine strukturmechanische Nebenbedingung beschränkt den zulässigen Ergebnisraum auf Geometrien, die alle grundlegende strukturmechanischen Anforderungen erfüllen. Dies ist vor allem wichtig, wenn die Rotorschaukelgeometrie während der Optimierung verändert wird. Es wird gefordert, dass die maximale auf der Schaukeloberfläche von Rotor 1 auftretende Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese für jede Geometrie N kleiner oder gleich der Vergleichsspannung der Initialgeometrie des Rig250 ist:

$$NB_{\sigma} : \sigma_{vG,max,N} \leq \sigma_{vG,max,Initial} \quad (4.6)$$

Aerodynamische Nebenbedingungen sollen sicherstellen, dass die optimierten Geometrien aerodynamisch vergleichbar bleiben. Der aerodynamische Auslegungspunkt soll nicht zu stark im Kennfeld verschoben werden. Bei einem auf einen festen Wert geregelten Totaldruck im BP_{ADP} , führt eine Reduktion des Massenstroms tendenziell zu einem höheren Wirkungsgrad, auch im BP_{MW} . Eine Begrenzung ist daher lediglich zu niedrigeren Massenströmen notwendig. Es wurde eine Abweichung von 0,3% als zulässig definiert:

$$NB_{mADP} : \dot{m}_{ADP,N} \geq \dot{m}_{ADP,Initial} \cdot (1 - 0.3\%) \quad (4.7)$$

Zudem wird der Totaldruck im BP_{MW} restringiert:

$$NB_{ptotMW} : \Pi_{tot,MW,N} \leq \Pi_{tot,MW,Initial} \cdot (1 + 0.5\%) \quad (4.8)$$

Dies geschieht mit der Motivation, bei einer Rotoroptimierung nicht zu stark von der bisherigen Auslegung abzuweichen und die Ergebnisse der verschiedenen Optimierungen vergleichbar zu halten.

Modifikation	Strak (S)	Rotor (R)	Rotor+Strak	Umfangsnut (UN)	Umfangsnuten (UNen)	S+R+UN	S+R+UNen	Axial-CTs (AxCTs)	R+AxCTs
Zielfunktionen	Wirkungsgrad- und Pumpgrenzkriterium								
Optimierung	x	x		x			x	x	
Multi-Fidelity	x	x		x			x		
Parameterstudie				x	x				
Kombinationsstudie			x			x	x		x
Umfangssymmetrie	x	x	x	x	x	x	x		
RANS / URANS	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Freie Parameter	5	95	100	6	30	106	130	11	106
PG-Iteration / PG-Abschätzung	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Betriebspunkte	5	5	5	5	5	5	5	3	5

Tabelle 4.7: Überblick der durchgeführten Studien an Stufe 1 des Rig250.

Die Wahl der Grenzen der Nebenbedingungen basiert auf Erfahrungswerten und wurde während der Optimierung überprüft und angepasst, um sicherzustellen, dass angemessene Werte verwendet werden.

4.3 Optimierungsstudien

4.3.1 Überblick

Tab. 4.7 gibt einen Überblick über die durchgeführten und im Folgenden vorgestellten numerischen Studien. Der Schwerpunkt liegt zunächst auf der möglichen Steigerung von Pumpgrenze und Wirkungsgrad und der Analyse der hierzu erforderlichen Geometriemodifikationen. Aerodynamischen Effekte werden in Kap. 5 analysiert.

Es wurden Optimierungen von Umfangsnuten, der Gehäusekontur und des Rotors, einzeln sowie in Kombination, durchgeführt. Zudem wurden Axial-CTs unter Einsatz von zeitgenauer CFD (URANS) optimiert. Ergänzt werden die Optimierungen durch Parameterstudien, bei denen ausgewählte Geometrien gezielt variiert wurden, sowie Kombinationsstudien, bei denen die Ergebnisse der verschiedenen Optimierungen (Rotor, CT, Gehäuse) kombiniert wurden.

Es werden ausschließlich mit der HF-Prozesskette gewonnene Ergebnisse dargestellt. LF-Ergebnisse dienen einzig der Beschleunigung der Optimierung durch eine Verbesserung der Ersatzmodelle.

Parameter		Min	Max
Längen:			
Position	x	$-0,3 \cdot c_{ax}$	$1,3 \cdot c_{ax}$
Breite	b	$0 \cdot c_{ax}$	$0,3 \cdot c_{ax}$
Tiefe	t	$0 \cdot c_{ax}$	$0,3 \cdot c_{ax}$
Winkel:			
Stromauf	α	-80°	80°
Stromab	β	-80°	80°
„Deckel“	γ	$-0,2rad$	$0,2rad$

Tabelle 4.8: Freie Parameter

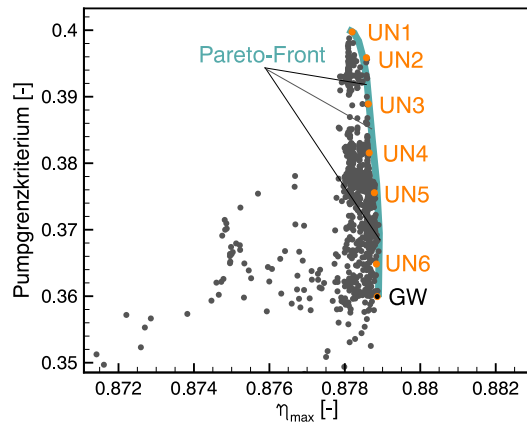


Abbildung 4.18: Datenbasis

4.3.2 Umfangsnuten

Optimierungsstudie Einzelnut

Zunächst wird eine einzelne Umfangsnut optimiert, um eine Überlagerung verschiedener Effekte durch mehrere Nuten zu vermeiden. Die Nuten werden durch sechs freie Parameter, wie in Kap. 3.2.2 geschildert, definiert. Die Freigaben (Tab. 4.8) ermöglichen nahezu jede viereckige Geometrie an jeder Position über dem Rotor sowie in gewissem Maße davor und dahinter. Damit ist der Parameterraum für eine einzelne Nut deutlich größer, als bei allen bekannten bisherigen Umfangsnutenstudien (vgl. Kap. 2.5.6).

Während der Optimierung wurden ca. 1000 Geometrien mit der HF-Prozesskette und 500 mit der LF-Prozesskette bewertet. Das Ergebnis ist in Abb. 4.18 als Plot der Zielfunktionswerte dargestellt. Hervorgehoben ist die Pareto-Front und ausgewählte Pareto-optimale Umfangsnuten (UN1-UN6).

Im Vergleich zur glatten Wand wird eine Steigerung des Pumpgrenzkriteriums (Gl. 2.2) um bis zu $PGK_{i,rel} = 11\%$ (UN1) erzielt, bei Einbußen im maximalen Wirkungsgrad von $\Delta\eta_{max} = -0,08\%$. Keine Nut führt gleichzeitig zu einer Steigerung des Pumpgrenzkriteriums und des maximalen Wirkungsgrads.

Die Pareto-optimalen Nuten (Abb. 4.19 und Parameterwerte in Tab. B.2) befinden sich alle bei etwa $10\% c_{ax}$, sind schmal mit einer ähnlichen Breite und deutlich stromauf geneigt. Entlang der Pareto-Front kann ein Übergang von ausgeprägten Nuten hin zur glatten Wand (GW) beobachtet werden. Die glatte Wand ist Teil der Pareto-Front. Geometrien, die im Zielfunktionsraum nahe der glatten Wand liegen (z.B. UN6), sind kaum ausgeprägt.

Eine Analyse der Datenbasis zeigt folgende Zusammenhänge. Bezüglich der Pumpgrenze sind vor allem die Position, Breite und Neigung von Bedeutung. Eine Steigerung der Pumpgrenze wird nur durch Nuten im vorderen Bereich (ca. 5-25% c_{ax}) erzielt (Abb. 4.20, siehe auch Abb. B.5 für weitere Parameter). Eine höhere Pumpgrenze ist mit stärkerer Stromaufneigung möglich. Es wurde keine Nut gefunden, die die Pumpgrenze erweitert und stromab geneigt ist. Mit zunehmender Breite sinkt der mögliche Pumpgrenzgewinn. Nuten mit einer Breite von ca. $4\% c_{ax}$ zeigen die besten Ergebnisse. Mit tieferen Nuten lassen sich größere Pumpgrenzgewinne erzielen. Eine für diesen Rotor optimale Nut liegt somit bei ca. $10\% c_{ax}$, ist stromauf geneigt und weist eine geringe Breite auf. Ein steigender Pumpgrenzgewinn geht mit einer Reduktion des

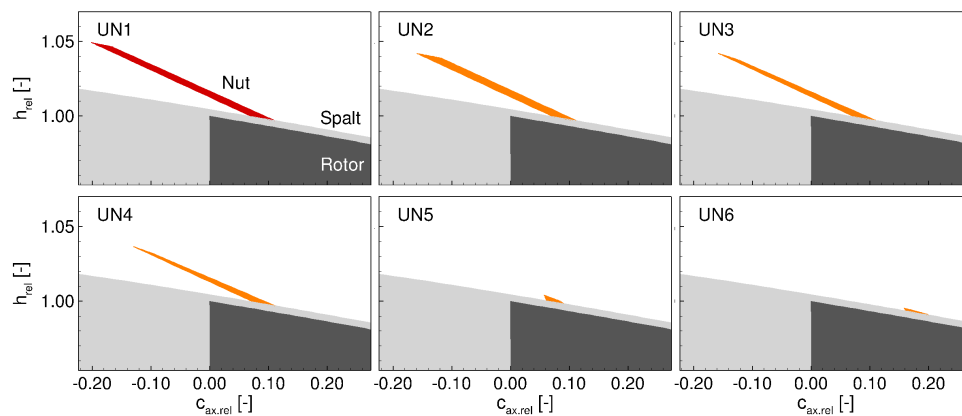


Abbildung 4.19: Pareto-optimale Nutengeometrien.

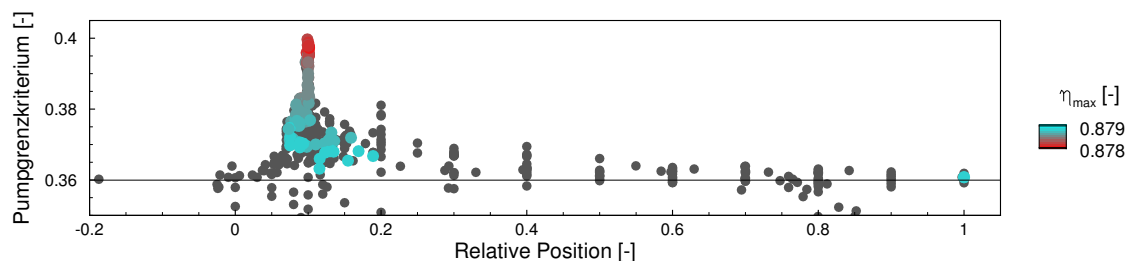


Abbildung 4.20: Plot der Optimierungsdatenbasis: Einfluss der Position auf die Zielfunktionen (weitere Parameter in Abb. B.5)

Wirkungsgrads einher. Der Wirkungsgrad wird vor allem durch die Breite und Neigung beeinflusst. Der geringere Einfluss der Position auf den Wirkungsgrad kann hervorgehoben werden. Der Einfluss von γ ist vernachlässigbar.

Parameterstudie zum Einfluss von Position und Geometrie

Durch Variation von Position, Breite, Tiefe und Neigung ausgewählter Nuten wird der Einfluss der Parameter weiter untersucht. Abb. 4.21 veranschaulicht die Variationen. Parameterwerte sind in Tab. B.3 aufgelistet. Abb. B.3e bis B.4f zeigen die Ergebnisse im Detail.

Es bestätigt sich der starke Einfluss der Form auf Pumpgrenze und Wirkungsgrad. Ein Abweichen von der optimalen Breite der Nut führt schnell zu einer Reduktion der Pumpgrenze und des maximalen Wirkungsgrads (Abb. B.4e). Ebenso eine Reduktion der Stromaufneigung der Nut (Abb. B.4f). Dies lässt vermuten, dass die Stromaufneigung der Nut ein Einströmen im Punkt maximalen Wirkungsgrads verhindert und so ein negativer Effekt auf den Wirkungsgrad vermieden wird. Sind Breite, Position und Neigung nahe der Optimalwerte, lässt sich durch eine größere Tiefe die Pumpgrenze steigern (Abb. B.3f). Anderenfalls kann eine tiefere Nut eine Reduktion der Pumpgrenze bewirken. Der Wirkungsgrad fällt mit zunehmender Nuttiefe geringfügig.

Die Auswirkungen auf den maximalen Wirkungsgrad zeigen eine nur schwache Abhängigkeit von der Position der Nut. Eine Nut, die eine andere im Wirkungsgrad dominiert, tut dies tendenziell an jeder Positionen. Eine Ausnahme stellt der Bereich direkt an der Vorderkante dar, an dem jedoch für keine der betrachteten Nuten eine Verbesserung der Pumpgrenze erzielt wird.

Um zukünftige Optimierungen zu beschleunigen, ließe sich daher zunächst eine Nut

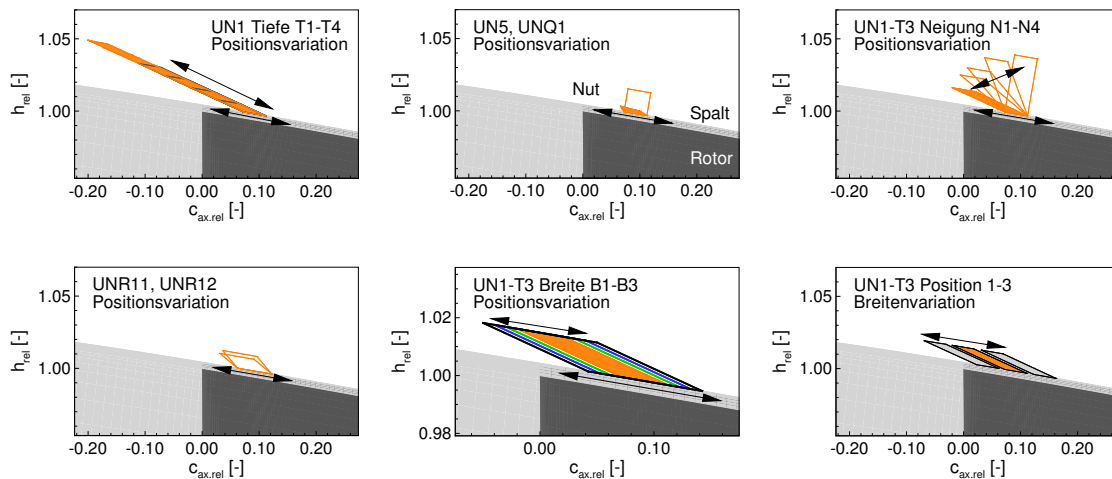


Abbildung 4.21: Nutengeometrien der Parameterstudie.

an fester Position im signifikanten Bereich nahe der Vorderkante optimieren und in einem zweiten Schritt von dieser optimierten Form die Position optimieren.

Im BP_{ADP} kann für stromab liegende Nuten eine Wirkungsgradsteigerung beobachtet werden. Insbesondere von Nuten die breit sind und wenig stromauf geneigt und daher eine starke Interaktion mit der Hauptströmung aufweisen. Es liegt die Vermutung nahe, dass es sich um den in Kap. 4.2.2 beschriebenen ungewollten Effekt einer radialen Strömungsumverteilung durch die Bildung eines Blockagegebiets handelt und die Wirkungsgradsteigerung alleine durch eine Veränderung des Betriebspunkts der unteren Schaufelschnitte erzielt wurde. Dies bestätigt die Notwendigkeit bei der hier durchgeführten Optimierung den Punkt maximalen Wirkungsgrads für die Bildung der Zielfunktion zu verwenden und nicht den Arbeitslinienpunkt BP_{ADP} .

Parameterstudie zum Einfluss der Nutenanzahl

Untersuchungen zur Nutenanzahl zeigen, dass durch zusätzliche Nuten der Pumpgrenzgewinn von $PGK_{rel} = 11\%$ bei einer Nut auf 15% mit vier bzw. fünf Nuten gesteigert werden kann. Hierfür wurde die Nutenanzahl beginnend bei einer vorderen Nut, sukzessive mit jeweils stromab liegenden Nuten auf bis zu fünf erhöht¹. Die Position der ersten Nut weist einen signifikanten Einfluss auf die Pumpgrenze auf. Zudem bewirken Nuten, die weiter als $c_{ax} = 0,35$ stromab liegen, keine weitere Steigerung der Pumpgrenze. Die Nuten sollten demnach innerhalb des anhand der Einzelnutenvariation identifizierten Abschnitts im vorderen Bereich der Schaufel liegen. Der mögliche zusätzliche Pumpgrenzgewinn durch mehrere Nuten ist daher alleine schon aufgrund der räumlichen Begrenzung limitiert. Außerdem lässt sich eine zunehmende Reduktion des maximalen Wirkungsgrads mit höherer Nutenanzahl beobachten.

Zusammenfassung

Zusammenfassend können folgende Beobachtungen bezüglich des Einflusses der verschiedenen Nutparameter auf die Zielfunktionen festgehalten werden:

¹Details zu Geometrien und Auswirkungen auf Pumpgrenze und maximalen Wirkungsgrad sind in Tab. B.4 aufgeführt.

	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
Position (in c_{ax} der Schaufelspitze) [-]	-0,05	0,1	0,5	0,9	1,05
Zulässige radiale Verschiebung [mm]	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$

Tabelle 4.9: Freie Parameter der Gehäusekonturoptimierung.

Position x : Ein Einfluss auf die Pumpgrenze durch eine Nut wird nur im vorderen Rotorbereich bis ca. 25 % c_{ax} erzielt. Eine Steigerung der Pumpgrenze ist in einem Bereich von ca. 5-25 % c_{ax} möglich, der als signifikanter Bereich mit Hinblick auf eine Pumpgrenzerweiterung angesehen werden kann. Das Optimum liegt bei ca. 10 % c_{ax} . Da der signifikante Bereich mit dem Gebiet der Stoß-Wirbel-Interaktion und hohen negativen Axialkomponenten der Spaltströmung im angedrosselten Zustand übereinstimmt, kann ein Zusammenhang mit diesen Phänomenen vermutet werden. Für die Beeinflussung des Wirkungsgrads spielt die Position eine geringe Rolle.

Tiefe t : Die Tiefe spielt eine zweitrangige Rolle. Sofern Position, Breite und Neigung Optimalwerte erlangt haben, kann durch eine tiefere Nut in Grenzen eine Steigerung der Pumpgrenze erzielt werden.

Breite b : Die Breite der Nut ist, ebenso wie die Position, ein wesentlicher Parameter, so dass eine optimale Pumpgrenzsteigerung nur mit einer definierten Breite erfolgen kann, die im untersuchten Fall bei ca. $b = 4\%c_{ax}$ liegt. Eine größere Breite hat ein leichtes Abfallen des maximalen Wirkungsgrads zur Folge.

Neigung α und β : Effiziente Nuten sind möglichst weit stromauf geneigt. Durch die Neigung wird die Ausströmrichtung aus der Nut definiert und die Einstromung in die Nut beeinflusst. Fluid mit negativer Axialgeschwindigkeitskomponente, wie es für stark angedrosselte Betriebspunkte verstärkt im Schaufelspitzenbereich auftritt, kann einfacher in die Nut strömen. Eine Stromaufneigung der Nut reduziert zudem ein ungewolltes Einstromen im Arbeitslinienbereich und ist daher wichtig für den Wirkungsgrad.

Bodenneigung γ : Dieser Parameter ist größtenteils vernachlässigbar, insbesondere für tiefe Nuten.

Anzahl N : Durch eine Steigerung der Nutenanzahl lässt sich der Pumpgrenzgewinn steigern. Die Nuten müssen hierfür im vorderen Rotorbereich liegen. Mit steigender Nutenanzahl steigt der negative Einfluss auf den Wirkungsgrad.

4.3.3 Gehäusekontur

Die Gehäusekontur oberhalb des Rotors wird durch fünf in radialer Richtung verschiebbare Punkte parametrisiert (Abb. 3.5), wie in Kap. 3.2.3 erörtert. Die zulässigen Verschiebungen und Positionen der Konstruktionspunkte sind Tab. 4.9 zu entnehmen. Die Spalthöhe beträgt im Vergleich $h_s = 0,51\text{mm}$ (Tab. 4.3).

Es wurden 550 Geometrien mit der HF-Prozesskette berechnet (Abb. 4.22). Dabei wird der maximale Wirkungsgrad um bis zu 0,16% gesteigert (K7) bzw. ein Pumpgrenzgewinn von bis zu $\delta_{PGKi} = 14,5\%$ erzielt (K1). Im Vergleich zur Umfangsnutenoptimierung sind durch eine Gehäusekonturmodifikation gleichzeitige Steigerungen beider Fitnessfunktionen möglich. Bei Verletzung der aerodynamischen Nebenbedingungen lassen sich deutlich höhere Fitnessfunktionswerte erzielen (Abb. 4.22, graue Punkte).

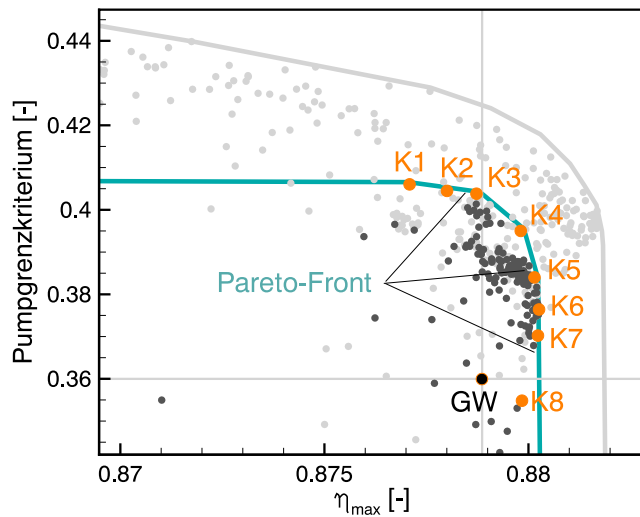


Abbildung 4.22: Datenbasis der Gehäusekonturoptimierung. Geometrien, die alle Nebenbedingungen erfüllen (schwarz), Geometrien, die Nebenbedingungen verletzen (grau), initiale Geometrie (GW).

	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
Wirkungsgradkriterium	1.5%	35.4%	20.8%	39.8%	2.4%
Pumpgrenzkriterium	6.7%	74.1%	9.3%	9.5%	0.3%

Tabelle 4.10: Einfluss der Parameter auf die Zielfunktionswerte.

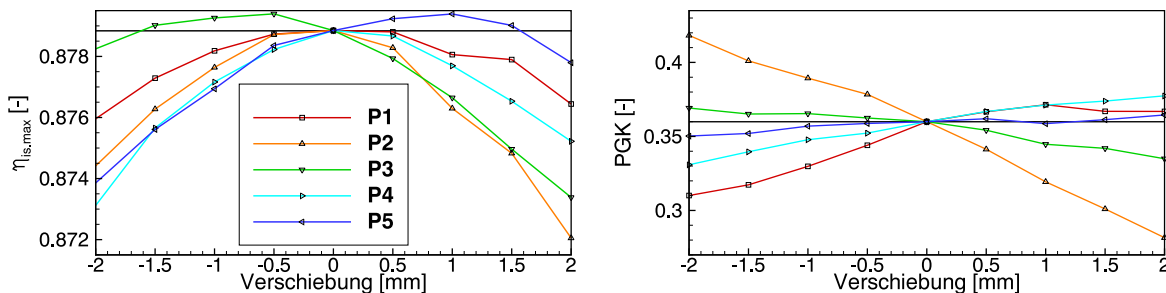


Abbildung 4.23: Unabhängige Variation der Parameter P1-P5.

Eine Analyse der linearen Korrelation zwischen Parameter- und Zielfunktionswerten zeigt, dass insbesondere der zweite Parameter einen hohen Einfluss auf die Pumpgrenze besitzt (Tab. 4.10). Hierzu wurden die Geometrien der Datenbasis zufällig mit kleinen Änderungen gestört und der Einfluss auf die Zielfunktionen anhand von Kriging-Modellen abgeschätzt. Als Ursache lässt sich das Einwirken auf den Spaltwirbel und das Gebiet der Stoß-Wirbel-Interaktion nahe der Rotorvorderkante vermuten. Auch wird durch P_2 maßgeblich die Kontraktion über der Vorderkante des Rotors bestimmt. Bezüglich des Wirkungsgrads weist kein Parameter eine so deutliche lineare Korrelationstendenz auf. Dies zeigt auch eine unabhängige Variation der Parameter P1-P5, bei der die jeweils anderen auf null gesetzt wurden (Abb. 4.23).

In Abb. 4.24a sind Pareto-optimale Geometrien dargestellt. Geometrien, die eine hohe Pumpgrenzerweiterung bewirken, zeigen eine Aufweitung des Gehäuses vor der Vorderkante mit anschließender Kontraktion bei P_2 und darauffolgender erneuter Aufweitung. So entsteht eine Abwärtsdelle kurz hinter der Vorderkante. Werden die gegebenen Nebenbedingungen für Massenstrom und Totaldruckverhältnis vernachlässigt (Abb. 4.24b) und für diesen Fall analog Pareto-optimale Geometrien ausgewählt, so ist die Delle noch ausgeprägter, was deren Bedeutung unterstreicht. Geometrien, die ein hohes η_{max} erzielen, zeichnen sich durch einen eher geradlinigen Gehäuseverlauf im

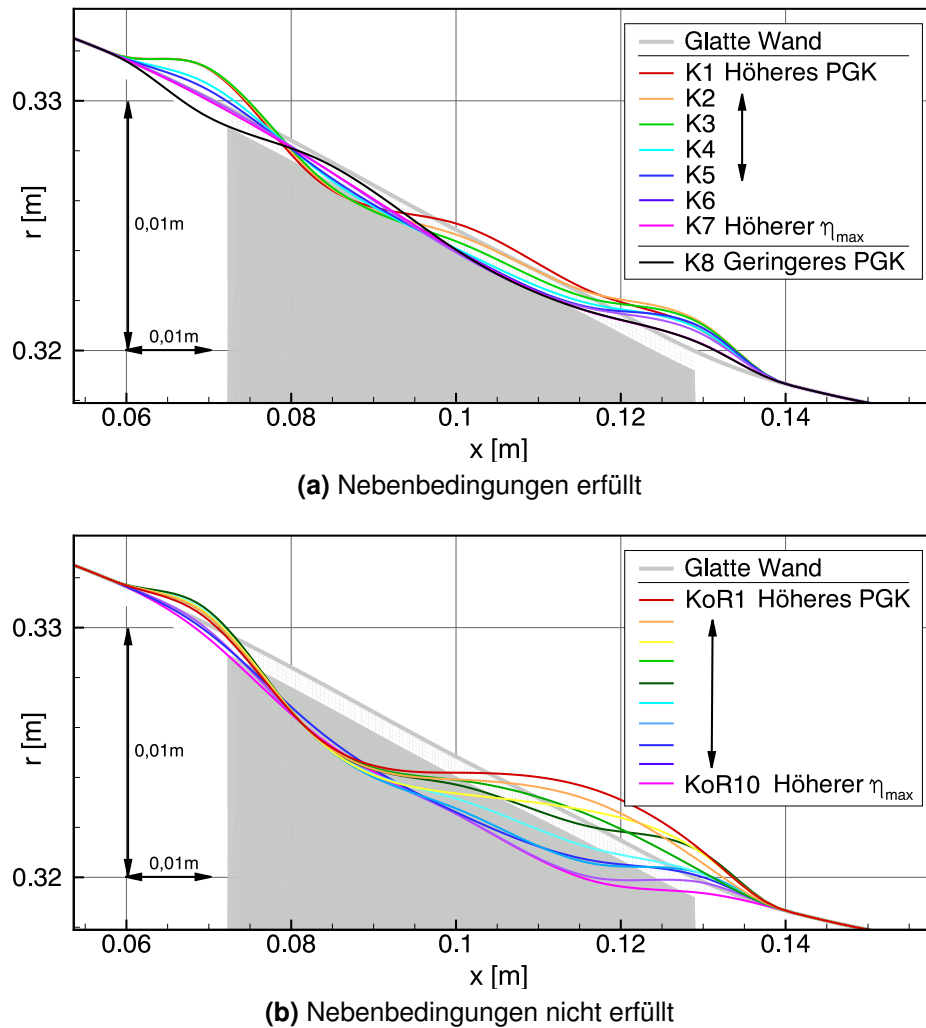


Abbildung 4.24: Strak-Verläufe von Pareto-optimalen Geometrien. In grau dargestellt ist die Schaufel der initialen Geometrie. Die Darstellung ist in r -Richtung um den Faktor zwei gestreckt (unterschiedliche Achsenskalierung), um die Gehäuseverläufe besser unterscheiden zu können. Spalt und Welligkeit erscheinen hierdurch größer.

vorderen Rotorbereich mit einer nach außen weisenden Vertiefung nahe der Hinterkante aus. Eine Erklärung für diese hintere Delle kann in einer Massenstromumverteilung vermutet werden. Auch eine nach außen weisende Delle nahe der Vorderkante (K8) kann mit einer Wirkungsgradsteigerung in Verbindung gebracht werden, wobei eine Reduktion der Spaltverluste und Stoß-Wirbel-Interaktionsverluste eine Rolle spielen könnten. Dies steht im Einklang mit den Ergebnissen von Kröger (2010), der in seiner Arbeit die Stabilitätsreserve während der Optimierung allerdings nicht betrachtet. Die Berücksichtigung der Pumpgrenze als zweite Zielfunktion zeigt jedoch, dass eine Aufweitung des Gehäuses durch Parameter 2 nicht genutzt werden kann, wenn eine Pumpgrenzreduktion ausgeschlossen werden soll.

Für die Pareto-optimalen Geometrien zeigt sich bezüglich der radialen Verschiebung nach außen eine negative Korrelation des Parameters P_2 zur Pumpgrenze und für die anderen Parameter eine positive Korrelation (Abb. 4.25). Für den Wirkungsgrad sind die Tendenzen entsprechend der Pareto-Front gespiegelt. Die Werte der Verschiebungen der Pareto-optimalen Geometrien sind dabei gering im Vergleich zu den freigegebenen Parameterintervallen, was auf die aerodynamischen Restriktionen zurückgeführt werden kann. Wie gering der Parameterbereich ist, für den alle Nebenbedingun-

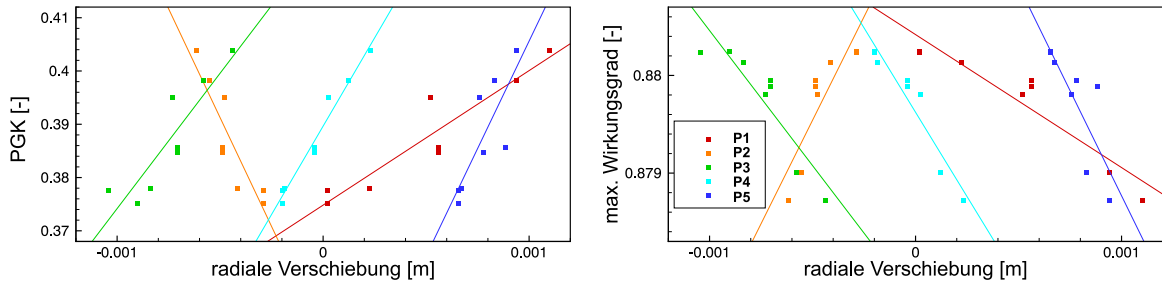


Abbildung 4.25: Parameterwerte entlang der Pareto-Front und Ausgleichsgeraden.

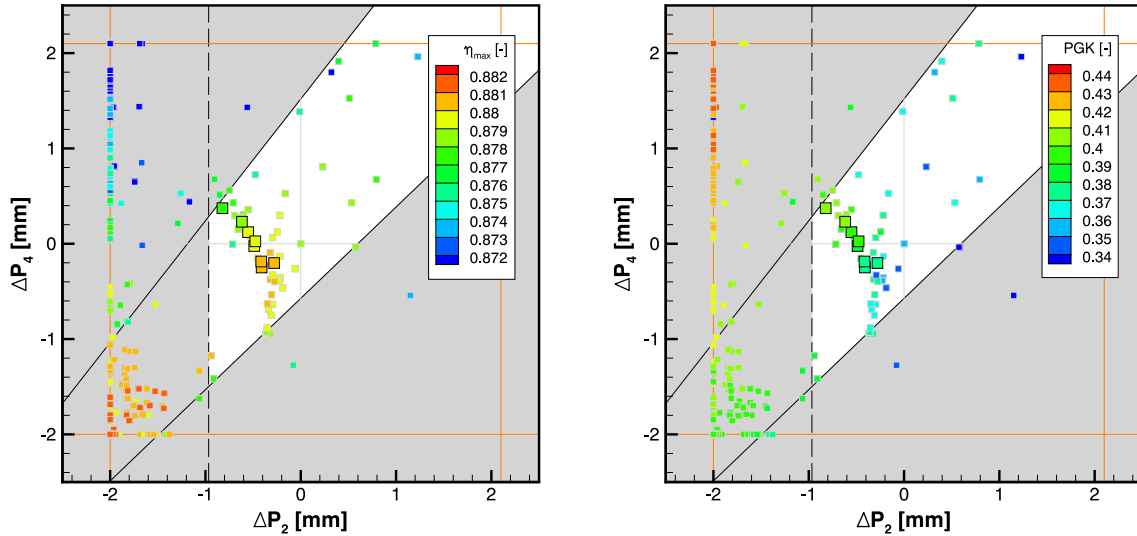


Abbildung 4.26: Einfluss der Parameter P_2 und P_4 auf die Zielfunktionen Wirkungsgradkriterium (links) und Pumpgrenzkriterium (rechts). Einschränkungen durch Restriktionen (grau): $\Delta P_2 < -1\text{mm}$: Zu geringer Massenstrom im BP_{ADP} ; linker oberer Bereich: Zu hohes Totaldruckverhältnis im BP_{MW} ; rechter unterer Bereich: Zu niedriges Totaldruckverhältnis im BP_{MW} .

gen erfüllt werden, verdeutlicht Abb. 4.26 anhand der Parameter P_2 und P_4 . Lediglich innerhalb des hellen Bereichs (näherungsweise) finden sich bezüglich der Nebenbedingungen zulässige Geometrien. Bei Vernachlässigung der Nebenbedingungen ließe sich ein maximales PGK für minimale Werte von P_2 und maximale von P_4 erzielen, ein maximales η_{max} für gleiche Werte von P_2 , jedoch minimale von P_4 (vgl. Abb. 4.24b).

Eine ähnliche Optimierung wurde von Kröger (2010) für Rotor 3 des Rig250 durchgeführt, wobei eine Wirkungsgradsteigerung und Blockagereduktion als Ziele definiert wurden. Der erzielte Wirkungsgradgewinn für Stufe 3 entspricht in etwa dem hier für Stufe 1 erzielten Wirkungsgradgewinn, sofern, wie auch bei Kröger (2010), keine weiteren aerodynamischen Nebenbedingungen berücksichtigt werden (Abb. 4.22, graue Punkte). Die optimierten Konturierungen für Rotor 1 und Rotor 3 unterscheiden sich allerdings deutlich in ihrer Form. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass Rotor 3 mit einer hohen subsonischen Mach-Zahl von 0,85 angeströmt wird, wohingegen Rotor 1 eine Zuströmmachzahl von 1,21 erfährt, was signifikante Unterschiede der Strömungstopologien nahe der Rotorspitze nach sich zieht. Bei einer weiteren Gehäusekonturoptimierung eines subsonischen Rotors [Goinis (2018)] ließ sich hingegen eine zu der von Kröger (2010) gefundenen Konturierungen ähnliche Form finden.

Typ	Parameter	Freigabe
Profile	Winkel: VK-, HK-, Staffelungswinkel	$\pm 5^\circ$
	Umfangsverschiebung	$\pm 3^\circ$
	Splineparameter SS (4)	bp
	VK-Form (2)	bp
	Dickenverteilung (2)	bp
	Fläche (2)	bp
Fädelung	VK-, HK-Verlauf in x-r	$\pm 30\text{mm}$

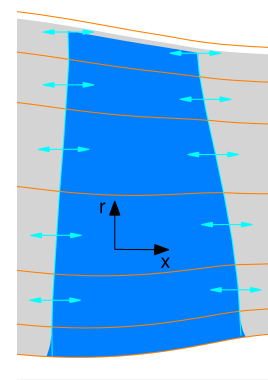


Tabelle 4.11: Freie Parameter und Parameterbereiche (bp=„best practice“).

Abbildung 4.27: Konstruktionslinien

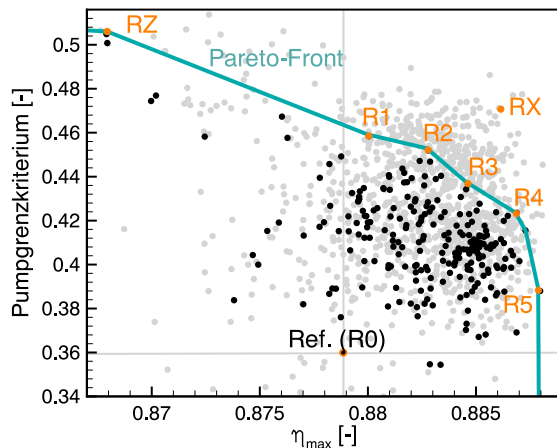


Abbildung 4.28: Datenbasis der Rotoroptimierung: Restriktionen erfüllt (schwarz), nicht erfüllt (grau). Ausgewählte Geometrien R1-R5, RX, RZ und Referenzgeometrie R0.

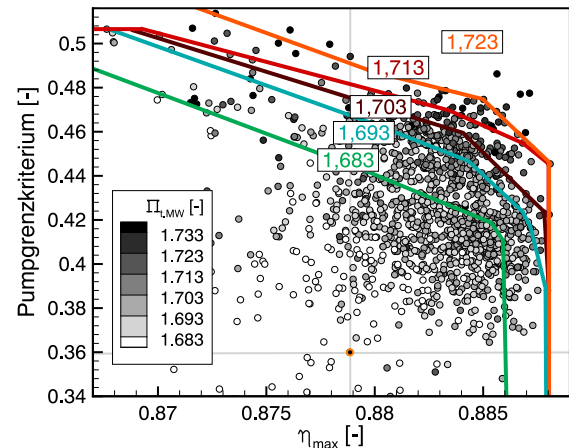


Abbildung 4.29: Datenbasis der Rotoroptimierung: Einfluss der Beschränkung des maximal zulässigen Totaldrucks im BP_{MW} (Gl. 4.8) auf die Pareto-Front.

4.3.4 Rotorbeschaufelung

Die Parametrisierung des Rotors basiert auf der in Kap. 3.2.4 erörterten Vorgehensweise. Es werden sieben Profile auf Konstruktionslinien im x-r-Koordinatensystem (Abb. 4.27) definiert. Ein positive Krümmung, d.h. ein konkaver Bereich auf der Saugseite, wurde durch die Parametrisierung nicht ausgeschlossen. Das Nabenprofil bleibt unverändert. Das oberste Konstruktionsprofil liegt außerhalb des Strömungskanals. Die finale Schaufel wird durch Kürzen auf die korrekte Höhe erzeugt. Eine Übersicht der 95 freien Parameter zeigt Tab. 4.11.

Es wurden 1200 Geometrien mit der HF-Prozesskette und 600 mit der LF-Prozesskette berechnet. Von den HF-Individuen erfüllen 60 alle Restriktionen. Die HF-Datenbasis ist in Abb. 4.28 dargestellt. Ohne Wirkungsgradverlust lässt sich eine Pumpgrenzsteigerung δ_{PGKi} von über 27% (R1) erzielen. Alternativ ist eine Steigerung des maximalen Wirkungsgrads von ca. 0,9 Prozentpunkten (R5) ohne Pumpgrenzverlust möglich.

Eine Analyse der Nebenbedingungen zeigt, dass insbesondere die Restriktion des Totaldrucks im BP_{MW} zu hohen Werten (Abb. 4.29) die Pareto-Front beschränkt. Bereits geringfügige Änderungen dieser Nebenbedingung hätten eine deutliche Verschiebung der Pareto-Front zur Folge, mit weiteren möglichen Zugewinnen in beiden Zielgrößen.

Einen Hinweis darüber, wie das Potential der Rotoroptimierung durch die Nebenbedingungen eingeschränkt wird, liefert Rotor RX (Abb. 4.28). RX verletzt die Nebenbedin-

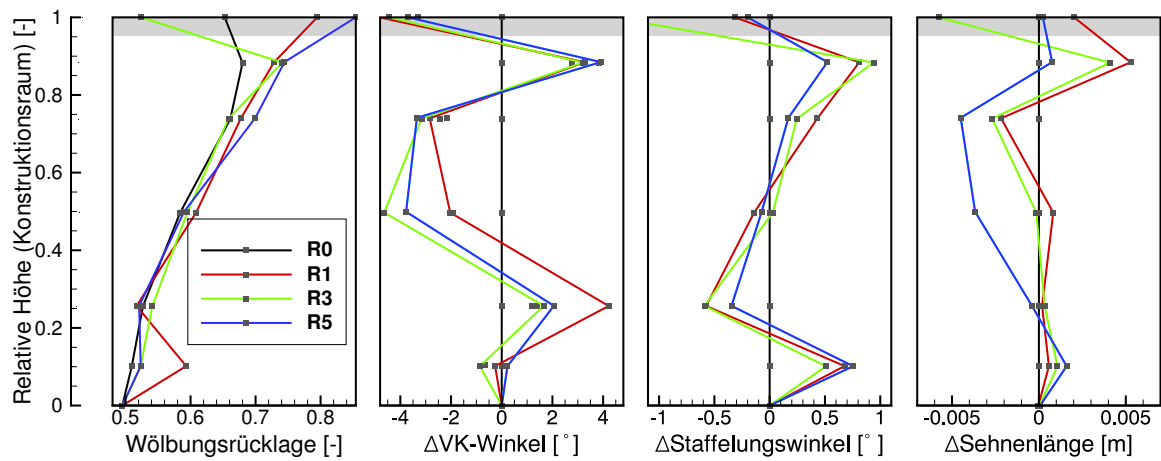


Abbildung 4.30: Radiale Verteilung der Profilparameter. Δ : Differenz zur Referenz. Grauer Bereich: Näherungsweise der Teil der Schaufel, der bei der Anpassung an die Gehäusegeometrie abgeschnitten wird; vgl. Abb.4.27.

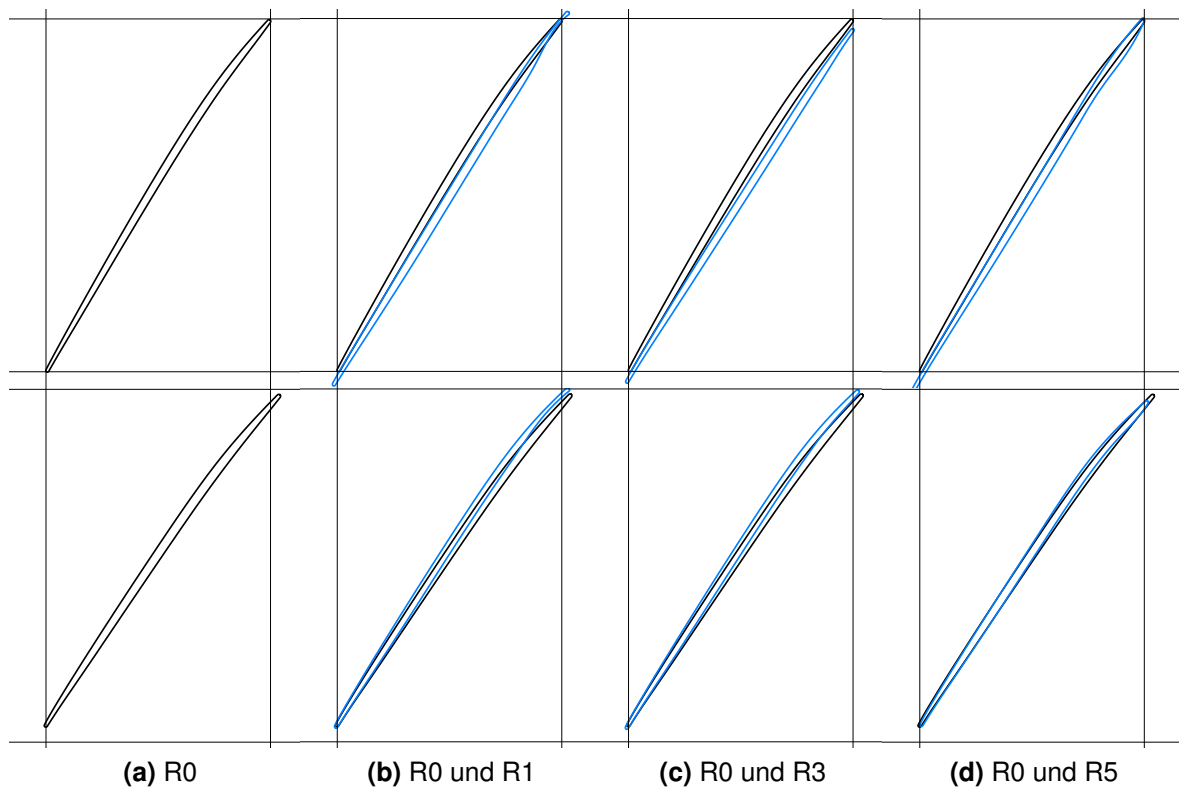


Abbildung 4.31: Profile der Schaufelspitze (oben) und bei $h_{rel} = 80\%$ (unten)

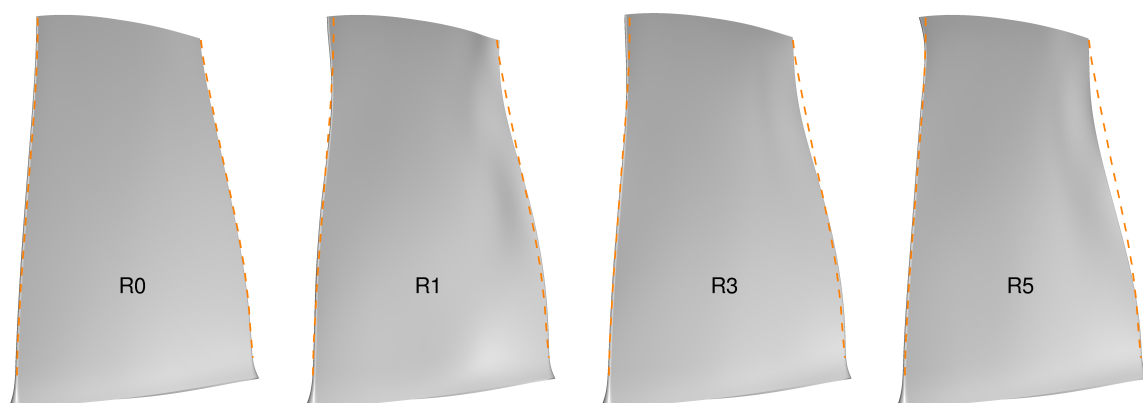


Abbildung 4.32: Rotorgeometrien (x-r-Ansicht); gestrichelte Linien: VK und HK von R0

gung NB_{ptotMW} (Gl. 4.8) und überschreitet den vorgegebenen Totaldruck im BP_{MW} , erfüllt jedoch die strukturmechanischen Anforderungen. RX erreicht einen deutlich erweiterten Stabilitätsbereich im Vergleich zu R0 ($\delta_{PGKi} = 30\%$), bei gleichzeitig deutlich erhöhtem maximalem Wirkungsgrad der Komponente ($\Delta\eta_{max} = +0,8\%$ -Punkte).

Die Pareto-optimalen Geometrien zeigen einige Gemeinsamkeiten, die sie von der Referenzgeometrie (R0) unterscheiden. Die Schaufeln weisen eine Vorwärtspfeilung auf (Abb. 4.32). Damit einher geht eine Erhöhung der Sehnenlänge im Schaufelspitzenbereich und eine Reduktion bei tiefer liegenden Schaufelschnitten (Abb. 4.30). Staffellungswinkel und Vorderkantenwinkel an der Schaufelspitze werden tendenziell leicht reduziert, bei ca. 90% Schaufelhöhe erhöht und darunter abgesenkt (Abb. 4.30). Zudem wird die Wölbungsrücklage der Schaufelspitzenprofile in Richtung Hinterkante verschoben. Dies führt zu Schaufelspitzenprofilen mit einer deutlich reduzierten Wölbung und Krümmungsverläufen der Saugseite, die vereinzelt leicht positiv werden, d.h. einen geringfügig konkaven Bereich aufweisen (Abb. 4.31).

Geometrieunterschiede zwischen den Pareto-optimalen Geometrien machen sich insbesondere in der Sehnenlänge im Bereich von ca. 30-90% relativer Höhe bemerkbar (Abb. 4.32 & 4.30), als auch im VK-Winkel. Entlang der Pareto-Front von hoher Pumpgrenze zu hohem Wirkungsgrad (R1 \rightarrow R5) lässt sich tendenziell eine Reduktion der Sehnenlänge im mittleren Schaufelbereich beobachten und eine Abnahme des VK-Winkels.

4.3.5 Simultane Modifikation von Umfangsnuten, Gehäusekontur und Rotor

Nachdem der separate Einfluss von Umfangsnuten-, Gehäusekontur- und Rotoroptimierung untersucht wurde, sollen Kombinationen betrachtet werden, um zu beantworten, ob sich die positiven Effekte superponieren lassen und zu einer weiteren Steigerung von Pumpgrenze und Wirkungsgrad führen. Dies beinhaltet die Frage, ob Umfangsnuten und Gehäusekonturierungen auch mit Rotoren wirken, die mit derselben Methodik auf dieselben Ziele hin optimiert wurden.

Kombinationen optimierter Umfangsnuten, Gehäusekonturen und Rotoren

Die Umfangsnutenkonfiguration UN1, sowie Kombinationen aus bis zu fünf Umfangsnuten, die in der Umfangsnutenstudie ein hohes Potential gezeigt haben², werden mit ausgewählten Rotoren der Datenbasis kombiniert. Darüber hinaus werden die Gehäusekonturierungen K1, K3, K8 mit denselben Rotoren kombiniert.

Abb. 4.33 zeigt das Ergebnis als Plot der Zielfunktionen, maximaler Wirkungsgrad und Pumpgrenzkriterium. Schwarze Punkte markieren die Referenzrotoren. Von diesen ausgehend sind die Veränderungen der Zielfunktionswerte durch das Anbringen der verschiedener Umfangsnutenkonfigurationen mit blauen Linien und Kombinationen mit Gehäusekonturen mit orangefarbenen Linien markiert. Darüber hinaus ist die Pareto-Front der Rotoroptimierung magentafarben eingezeichnet.

Es zeigt sich ein inhomogenes Bild bei der Kombination verschiedenen Geometrien. Dieselben Umfangsnuten oder Gehäusekonturierungen, die an einem Rotor einen po-

²Konkret handelt es sich um die Umfangsnutenkonfigurationen UN1-M1-11110, UN1-M1-11111, UN1-M6-11111, UN1-M8-11000, UN1-M8-11111 (siehe Kap. 4.3.2 und Tab. B.4)

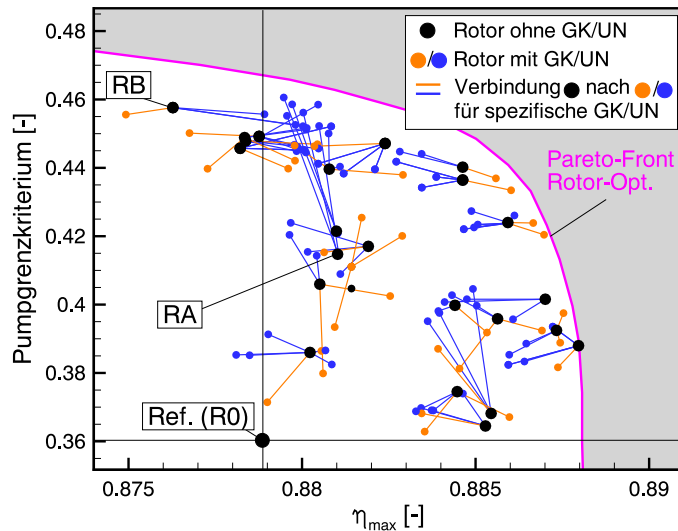


Abbildung 4.33: Änderung der Zielfunktionswerte verschiedener Rotoren (schwarze Punkte) durch Umfangsnuten (blaue Linien) und Gehäusekonturierungen (orange Linien). Jede Linie stellt die Änderung durch eine spezifische Umfangsnut bzw. Gehäusekontur dar. Die Pareto-Front der Rotoroptimierung ist zum Vergleich (magentafarbene Linie) eingezeichnet.

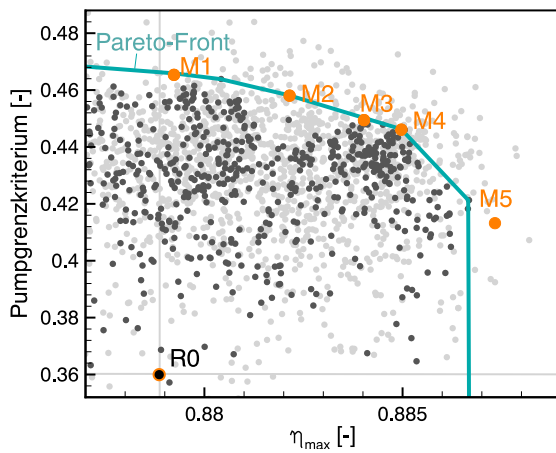


Abbildung 4.34: Datenbasis der kombinierten Optimierung: Restriktionen erfüllt (schwarz), nicht erfüllt (grau). Ausgewählte Geometrien R1-R7 und Referenzgeometrie R0.

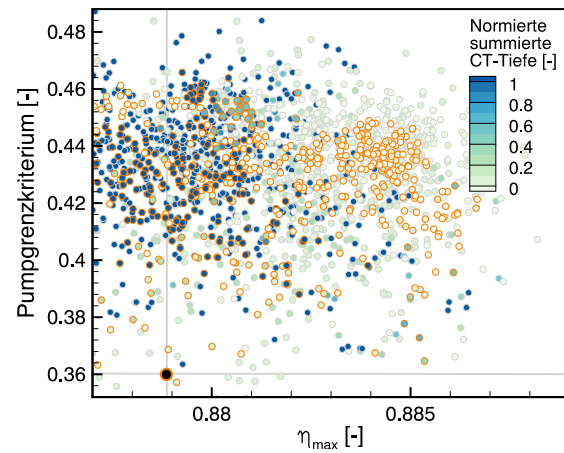


Abbildung 4.35: Datenbasis der kombinierten Optimierung: Summierte Nutentiefe als Maß für die Signifikanz des CTs. Hervorhebung von Geometrien die alle Nebenbedingungen erfüllen (orange).

sitiven Einfluss zeigen, können an einem anderen einen negativen aufweisen, sowohl bezüglich des Wirkungsgrads, als auch des Pumpgrenzkriteriums. Insgesamt konnte keine Steigerung der bisher maximal erzielten Pumpgrenze (mit optimierten Rotoren) erreicht werden. Weiterhin verletzen viele der Kombinationen die in den Optimierungen definierten aerodynamischen Nebenbedingungen.

Kombinierte Rotor-, Gehäuse- und Umfangsnutenoptimierung

Unter Freigabe aller Parameter wurde eine Optimierung von Rotor, Gehäusekontur und bis zu fünf Umfangsnuten durchgeführt. Die Datenbasen der vorherigen Optimierungen und manuelle Kombinationen aus Pareto-optimalen Geometrien wurden zur Initialisierung und dem Metamodell-Training herangezogen.

Im Vergleich zur Rotoroptimierung konnte mit der kombinierten Optimierung kein zusätzlicher Gewinn des Pumpgrenzkriteriums oder maximalen Wirkungsgrads erzielt werden (Abb. 4.34, ausgewählte Pareto-optimale Geometrien M1-M5). So erreicht die Geometrie M1 mit fünf Umfangsnuten nahezu identische Werte der Fitnessfunktionen,

Parameter	x_1^{S2}	y_1^{S2}	x_2^{S2}	y_2^{S2}
Min	-1.0	0.2	0.5	0.2
Max	0.5	1.0	2.0	1.0

Parameter	x_V^{S2}	Δx_H^{S2}	Θ_1	γ_1
Min	-0.2	0.25	-0.5	-45°
Max	0.6	0.60	0.5	45°

Parameter	x_1	y_1	d_1
Min	0.2	-0.2	0.05
Max	0.8	0.2	0.20

Tabelle 4.12: Parameterbereiche

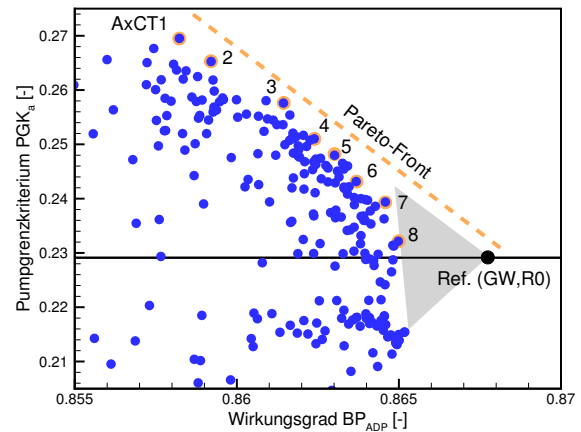


Abbildung 4.36: Datenbasis

wie R1 ohne CT.

Um abzuschätzen, inwiefern Umfangsnuten eine Rolle spielen ist in Abb. 4.35 für jede Konfiguration die Summe der Tiefen der Umfangsnuten farblich hervorgehoben. Geometrien, die alle Nebenbedingungen erfüllen sind orange markiert. Es zeigt sich eine Tendenz zu Nuten mit geringerer Tiefe bis hin zu keinen Nuten für Konfigurationen mit höherem Wirkungsgrad. Gebiete im Zielfunktionsraum, die einen hohen Pumpgrenzabstand repräsentieren sind sowohl durch Konfigurationen mit, als auch ohne Nuten besetzt.

4.3.6 Axialschlitze

Für die Optimierung wurde die in Kap. 3.2.2 beschriebene Parametrisierung mit zwei Sektionen verwendet. Tab. 4.12 zeigt eine Übersicht der Parameter mit deren Grenzen. Um die Parameterzahl auf eine Größenordnung zu reduzieren, für die eine URANS-Optimierung noch durchführbar ist, wurden die Parameter der oberen Sektion, nach folgender Vorschrift, an die der unteren gekoppelt:

$$\Theta_2 = 1.00 * \Theta_1 \quad (4.9)$$

$$\gamma_2 = 1.00 * \gamma_1 \quad (4.10)$$

$$x_2 = 1.00 * x_1 \quad (4.11)$$

$$y_2 = 1.00 * y_1 \quad (4.12)$$

$$d_2 = 0.75 * d_1 \quad (4.13)$$

Die Hinterkante des S2-Splines ist als Delta definiert, so dass sich der eigentliche Wert wie folgt ergibt:

$$x_H^{S2} = x_V^{S2} + \Delta x_H^{S2} \quad (4.14)$$

Die Optimierung wurde mit konstanter CT-Anzahl durchgeführt. Eine variable CT-Anzahl wäre für den Einsatz von Ersatzmodellen, die ein zentrales Element der Optimierungsstrategie bilden, nicht optimal. Eine Abschätzung zum Einfluss der CT-Anzahl zeigt steigende Auswirkungen auf die Kennlinien mit zunehmender CT-Anzahl [Goinis

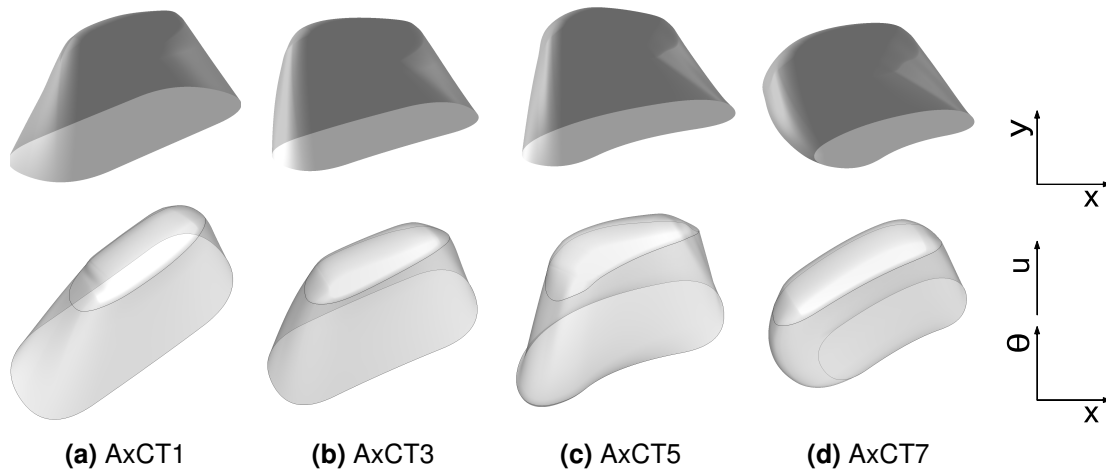


Abbildung 4.37: Pareto-optimale Geometrien. Seitenansicht (oben), Draufsicht (unten).

(2013)]. Es lässt sich eine zunehmende Abnahme des Wirkungsgrads im ADP beobachten. Im angedrosselten Betriebspunkt werden die Änderungen bei steigender Anzahl jedoch geringer und sind beim Wechsel von drei auf vier CTs pro Rotorpassage bereits sehr gering. Die Anzahl der Axial-CTs wurde daher auf vier pro Rotorpassage festgelegt, wie auch schon in vorherigen Studien zu Axial-CTs am Rig250 [Johann (2009)].

Das CFD-Setup entspricht dem in Kap. 4.2.1 geschilderten. Für die zeitgenauen Simulationen von Rotor und CT wurden 128 Zeitschritte pro Schaufelpassage mit jeweils 20 Pseudo-Zeitschritten gewählt. Um einen möglichst zuverlässigen numerischen Prozess zu erlangen, wird zunächst eine stationäre Simulation mit 1. Ordnung örtlicher Genauigkeit durchgeführt. Schrittweise wird das CT angefügt, die CFL-Zahl erhöht, die Ordnung der Ortsdiskretisierung auf zwei gesteigert und bei Konvergenz der Rechnung diese als Startlösung für einen zeitgenaue Simulation herangezogen.

Während der Optimierung wurden so ca. 300 Geometrien simuliert³, um eine zufriedenstellende Konvergenz zu erlangen (Abb. 3.1b zeigt den Konvergenzverlauf dieser Optimierung).

Mit Axial-CTs lässt sich ein deutlicher Gewinn im Pumpgrenzkriterium von bis zu $\delta_{PGK_a} = 17\%^4$ erzielen (Abb. 4.36). Dies bringt Einbußen im Wirkungsgrad des ADP von ca. einem Prozentpunkt mit sich. In der Optimierungsdatenbasis existiert kein CT, das einen besseren Wirkungsgrad im ADP erzielt als die Referenzkonfiguration mit glatter Wand. Im Gegensatz zur Umfangsnutzenoptimierung lassen die freien Parameter dieser Optimierung keine sehr kleinen Geometrien zu, so dass kein fließender Übergang zur glatten Wand möglich ist, was den Abstand der Referenzkonfiguration zur Optimierungsdatenbasis in Abb. 4.36 (graue Fläche) erklärt.

Eine Analyse der Pareto-optimale Geometrien (Abb. 4.37 und 4.38) lässt folgende Aussagen zu:

- Das CT ist so platziert, dass es nahe der Rotorvorderkante beginnt ($\pm 0, 1c_{ax}$).
- Je mehr Fläche des Ringraums durch das CT eingenommen wird, desto höher kann die Steigerung des Pumpgrenzkriteriums ausfallen.

³Dies erforderte 1,8 Mio CPUh. auf Intel Nehalem CPUs

⁴An dieser Stelle soll noch einmal der Unterschied zwischen dem iterativ und über eine Abschätzung ermittelten Pumpgrenzkriterium PGK_i bzw. PGK_a angemerkt werden (vgl. Kap. 4.2.2).

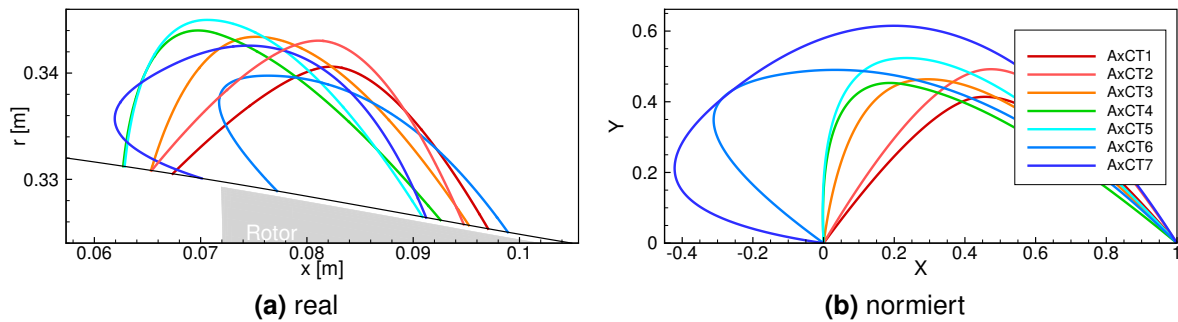


Abbildung 4.38: S2-Konstruktionssplines der Pareto-optimalen Geometrien.

Geometrie		Ref.	AxCT1	AxCT2	AxCT3	AxCT5	AxCT7	AxCT8
δ_{PGK_a}	[%]	0	18	16	14	10	6	1
δ_{PGK_i}	[%]	0	47	52	35	25	12	-2

Tabelle 4.13: Vergleich des in der Optimierung verwendeten Pumpgrenzkriteriums PGK_a mit dem tatsächlichen Pumpgrenzabstand PGK_i relativ zur Referenz. (URANS).

- Die Staffelung des CTs ist entgegengesetzt der Rotorstaffelung.
- Das CT ist in Umfangsrichtung geneigt. Eine Neigung in entgegengesetzter Richtung führt zu einer Reduktion des Pumpgrenzkriteriums (in Einklang mit Ergebnissen von Takata u. Tsukuda (1977)).
- Die Form der CTs ändert sich entlang der Pareto-Front tendenziell von „Halbherz“ zu „Halbkreis“ (Abb. 4.38).

Die Geometrien entsprechen damit in wichtigen Merkmalen den Angaben in der Literatur (Kap. 2.5.7). Dazu gehören die Position nahe der Vorderkante, eine abgerundete „Halbherz“- bis „Halbkreis“-Form und eine Neigung in Umfangsrichtung. Darüber hinaus kann ein bedeutender Einfluss der Staffelung des CTs erkannt werden.

Ein Vergleich der in der Optimierung eingesetzten Pumpgrenzabschätzung PGK_a mit dem genaueren, durch Kennlinienrechnungen iterativ bestimmten Pumpgrenzabstand PGK_i für Pareto-optimale Geometrien, zeigt, dass PGK_a in diesem Fall eine ausreichend genaue Ersatzzielfunktion für die Abschätzung der Pumpgrenze ist (Tab. 4.13). Tendenziell steigt mit größerem PGK_a auch PGK_i .⁵

Kennlinienrechnungen bei verschiedenen Drehzahlen (Abb. 4.39) verdeutlichen die Wirksamkeit der CTs bei Teildrehzahl und bestätigen die prinzipielle Gültigkeit der gefundenen Tendenzen entlang der Pareto-Front.

4.3.7 Kombinationen optimierter CTs und Rotoren

Analog der Vorgehensweise in Kap. 4.3.5 werden optimierte Axial-CTs an optimierten Rotoren getestet, um zu untersuchen, inwiefern die Effektivität eines optimierten Axial-CTs vom Rotor abhängt.

⁵Hierbei muss beachtet werden, dass die Werte für PGK_a , als auch PGK_i , für die Axial-CT-Konfigurationen mit URANS-CFD ermittelt wurden und daher nicht direkt mit den Werten der vorherigen Optimierungen basierend auf RANS-CFD vergleichbar sind. Ein direkter Vergleich folgt in Kap. 4.4.

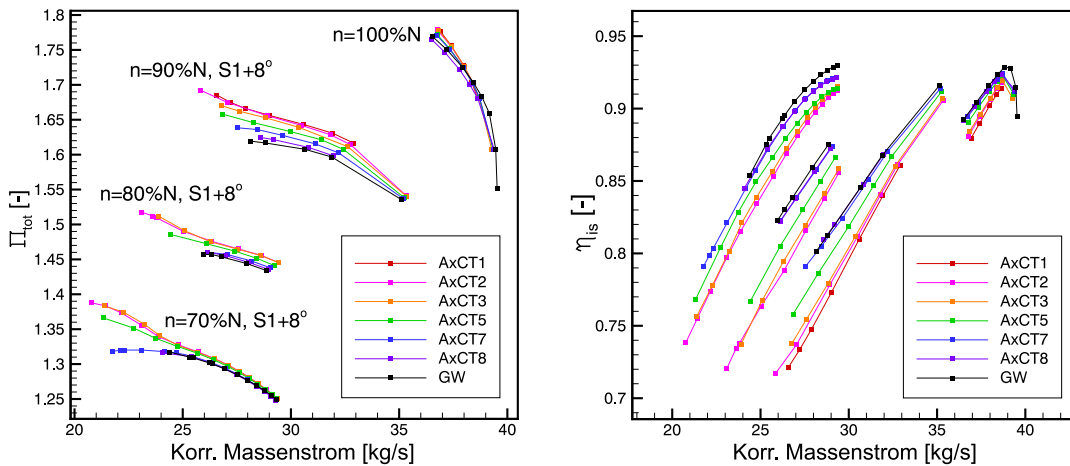


Abbildung 4.39: Rotorkennlinien für verschiedene Axial-CT-Konfigurationen. (Anmerkung: Abweichend zu den Optimierungen mit skalierten IGVs berechnet).

Die Axial-CTs AxCT1, AxCT3, AxCT5 werden mit jeweils drei Rotoren R1, R3, R5 sowie dem Referenzrotor R0 kombiniert und für alle Kombinationen Pumpgrenzabstand PGK_i und maximaler Wirkungsgrad η_{max} auf Basis von URANS-Kennlinienrechnungen (Abb. 4.40) ermittelt. Die CFD-Konfiguration entspricht der bei den URANS-basierten Optimierungen verwendeten Konfiguration.⁶ Die Ergebnisse sind in Tab. 4.14 zusammengefasst. Abb. 4.40 zeigt Kennlinien der Konfigurationen ohne CT und mit AxCT1.

Die Wirkung der CTs unterscheidet sich in Abhängigkeit vom Rotor. Dabei sind die Tendenzen zwischen den untersuchten Axial-CTs identisch. So wird mit AxCT1 stets die maximale und mit AxCT5 die geringste Pumpgrenzerweiterung erzielt. Werden Rotoren betrachtet, die die aerodynamischen Nebenbedingungen (Gl. 4.7-4.8) der Optimierungen erfüllen, so fällt auf, dass sich für R0, R1, und R5 ähnliche maximale Werte des Pumpgrenzkriteriums PGK_i erzielen lassen. R3 stellt hiervon eine Ausnahme dar. Hier bewirken die CTs eine weniger ausgeprägte Steigerung der Stabilitätsgrenze.

Nahe der Stabilitätsgrenze werden mit CTs höhere Totaldrücke erreicht, als ohne CTs (Abb. 4.40a). Im Gegensatz zur Beeinflussung der Stabilitätsgrenze hängt der Einfluss durch das CT auf den maximalen Wirkungsgrad nur geringfügig vom Rotor ab und hauptsächlich vom CT. So zeigen alle überprüften Axial-CTs eine annähernd ähnliche Reduktion von η_{max} unabhängig vom Rotor. Mit zunehmendem Potential des CTs für eine Pumpgrenzerweiterung sinkt η_{max} zusehends.

Die bisherige Betrachtung erfolgte ohne Berücksichtigung der Nebenbedingungen. Während die optimierten Rotoren an sich alle definierten aerodynamischen Nebenbedingungen (Gl. 4.7-4.8) erfüllen, ist dies in Kombination mit Axial-CT oftmals nicht mehr gegeben. Es ist ersichtlich, dass Rotor-CT-Kombinationen den Sperrmassenstrom reduzieren. Einige der Konfigurationen verletzen hierdurch die untere Grenze der Massenstromnebenbedingung der Optimierung (Gl. 4.7, in Abb. 4.40c als senkrechte graue Linie markiert), nach der sich der Sperrmassenstrom nur um einen geringen Betrag im Vergleich zur Ausgangskonfiguration reduzieren darf. Als weitere Auswirkung von Axial-CTs lässt sich ein Aufsteilen der Kennlinien beobachten. Für die Optimierungen wurde durch eine Nebenbedingung erzwungen, dass der Totaldruck im BP_{MW} nicht zu sehr steigt (Gl. 4.8), um den Anwendungsfall des Rotors vergleichbar zu halten. Die

⁶Wie bereits angemerkt lassen sich die mit URANS-CFD ermittelte Werte für PGK_i nicht direkt mit denen durch RANS-CFD ermittelten Werte vergleichen.

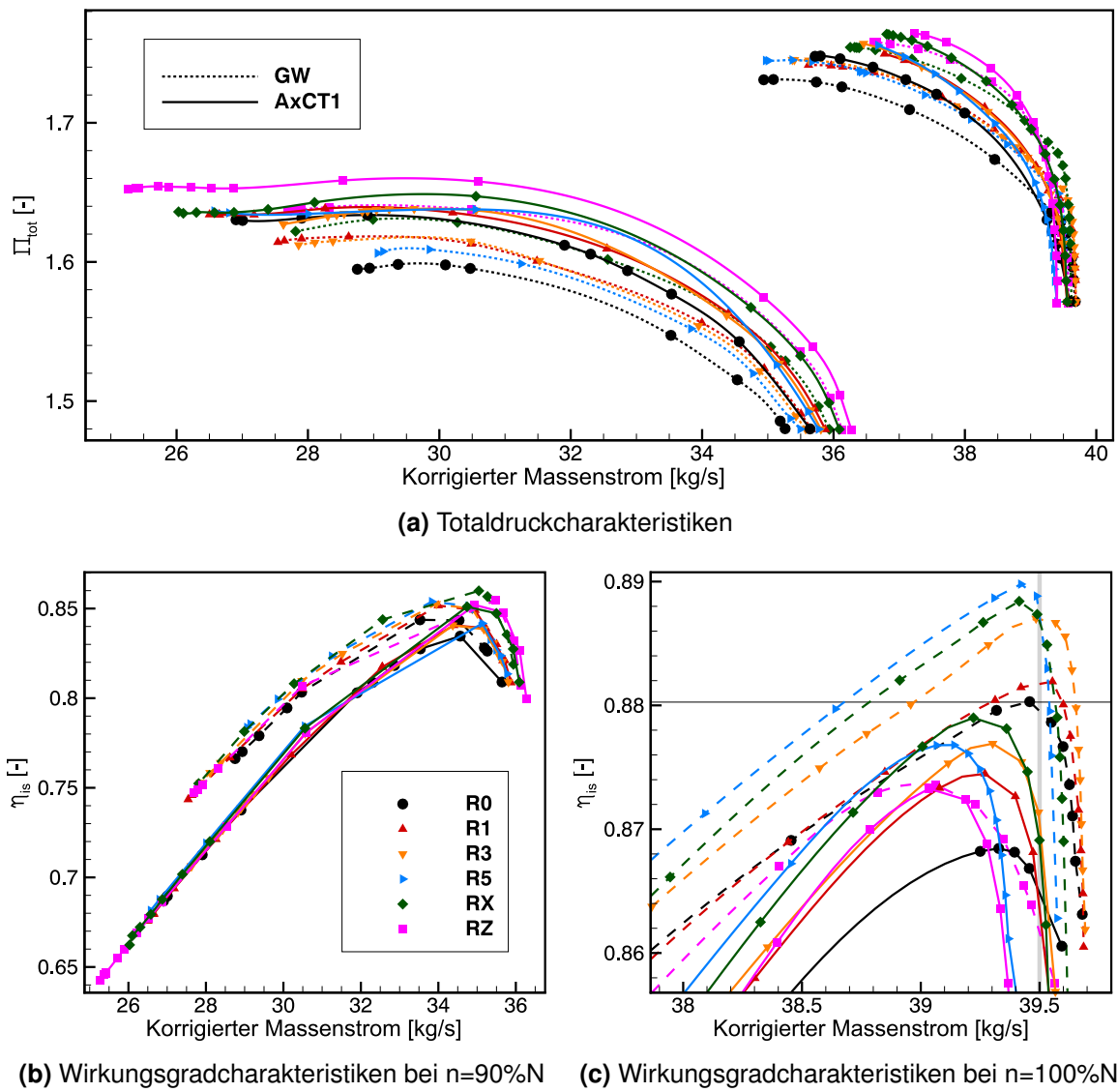


Abbildung 4.40: Kennlinien (URANS) verschiedener Rotoren und CTs; Farben kennzeichnen die Rotoren, Symbole das verwendete CT.

Pareto-optimalen Rotoren befinden sich bezüglich dieser Nebenbedingung nahe der Grenze. Durch eine Kombination der Pareto-optimalen Rotoren (R1,R3,R4) mit den Axial-CTs (AxCT1, AxCT3, AxCT5) wird die Nebenbedingung verletzt und es werden höhere Totaldruckverhältnisse im BP_{MW} erreicht.

Aus diesem Grund ist ein Vergleich mit Rotor RX angebracht, der eine steilere Kennlinie als die Referenz bei Nominaldrehzahl besitzt und ebenfalls die Nebenbedingung NB_{ptotMW} verletzt, jedoch eine durch die Rotoroptimierung maximale Pumpgrenzerweiterung repräsentiert (vgl. Kap. 4.3.4, Abb. 4.28). Der Pumpgrenzabstand dieses Rotors ist geringer als der durch eine Kombination von Axial-CTs mit optimierten Rotoren erzielbare Pumpgrenzabstand. Es kann demnach gefolgert werden, dass sich mit Axial-CTs höhere Pumpgrenzerweiterungen realisieren lassen, als durch eine Rotoroptimierung, bei jedoch ausgeprägteren Wirkungsgradverlusten und unter dem Vorbehalt einer Verletzung der aerodynamischen Nebenbedingungen.

Weiterhin wird Rotor RZ in die Betrachtung mit aufgenommen. Dies wäre ein Pareto-optimaler Rotor der Rotoroptimierung, wenn eine Reduktion des maximalen Wirkungsgrads η_{max} gegenüber der Referenz R0 zugelassen wäre. Da Axial-CTs eine Reduktion

	GW	Ax5	Ax3	Ax1		GW	Ax5	Ax3	Ax1
	PGK_i [-]					η_{max} [%]			
R0	32,1	40,0	43,3	47,1		88,0	87,6	87,1	86,8
R5	32,6	39,2	45,5	49,0		89,0	88,5	88,1	87,7
R3	39,1	40,0	40,6	42,6		88,7	88,2	88,0	87,7
R1	41,3	43,9	48,2	48,8		88,2	87,9	87,7	87,4
RX	41,6	42,4	48,7	53,6		88,8	88,4	88,1	87,9
RZ	44,4	44,4	51,9	58,1		87,3	87,5	87,3	87,2
	δ_{PGK_i} [-]					$\Delta\eta_{max}$ [-]			
R0	0	24,6	34,9	46,7		0	-0,4	-0,9	-1,2
R5	0	20,2	39,6	50,3		0	-0,5	-0,9	-1,3
R3	0	2,3	3,8	8,9		0	-0,5	-0,7	-1,0
R1	0	6,2	16,7	18,2		0	-0,3	-0,5	-0,8
RX	0	1,9	17,1	28,8		0	-0,4	-0,7	-0,9
RZ	0	0,0	16,9	30,9		0	+0,2	+0,0	+0,0

Tabelle 4.14: Vergleich von Pumpgrenzkriterium (bei $n=90\%$ N) und maximalem Wirkungsgrad ausgewählter Axial-CTs mit verschiedenen Rotoren. Absolutwerte der Komponente IGV-R1-S1 (oben) und Differenzwerte zur Konfiguration ohne CT (unten). URANS-Simulationen. Graue Zellen: Stabilitätsprobleme der CFD beim androsseln.

von η_{max} bewirken, soll an dieser Stelle auch ein Vergleich mit einem Rotor erfolgen, der eine Reduktion von η_{max} gegenüber der Referenz R0 bewirkt, dafür jedoch eine deutlich höhere Pumpgrenze im Vergleich zu R1-R5 erzielt. Hierbei zeigt sich, dass RZ eine Steigerung der Stabilitätsgrenze im Vergleich zu R0 erzielt, die annähernd in dem Bereich liegt, der durch die Untersuchten Kombinationen aus R1, R3, R5 und Axial-CTs möglich ist. Eine Kombination von RZ mit Axial-CTs liefert die größten Zugewinne im Pumpgrenzkriterium PGK_i der Studie. Gleichzeitig findet jedoch auch eine deutliche Beeinflussung der Kennlinie für Nominaldrehzahl statt.

Bemerkenswert ist, dass für Rotor RZ, der im Vergleich zu den anderen untersuchten Rotoren den geringsten maximalen Wirkungsgrad bei Nominaldrehzahl $\eta_{max,n100}$ aufweist, kein negativer Einfluss auf $\eta_{max,n100}$ durch die Applikation von CTs festgestellt werden kann. Dies unterstützt die Hypothese, dass eine Überkompensation der zusätzlichen CT-Verluste nur bei Rotoren möglich ist, die keine hohen Wirkungsgradniveaus erreichen. Werden die Rotoren R1, R3, R5 und RZ betrachtet, die für dieselbe Auslegungsaufgabe optimiert wurden (und die aerodynamischen Nebenbedingungen erfüllen), so gilt: Je größer $\eta_{max,n100}$ des Rotors, desto höher die Einbußen durch Applikation eines CTs.

4.4 Gegenüberstellung der Ergebnisse

Da ein direkter Vergleich von RANS- mit URANS-Simulationen nur eingeschränkte Aussagekraft besitzt, werden zunächst die mit RANS-CFD ermittelten Ergebnisse verglichen. Von diesen Ergebnissen werden ausgewählte Geometrien mit dem zeitgenauen Löser nachgerechnet, um einen Gesamtvergleich der Studien basieren auf URANS-Simulationen zu ermöglichen.

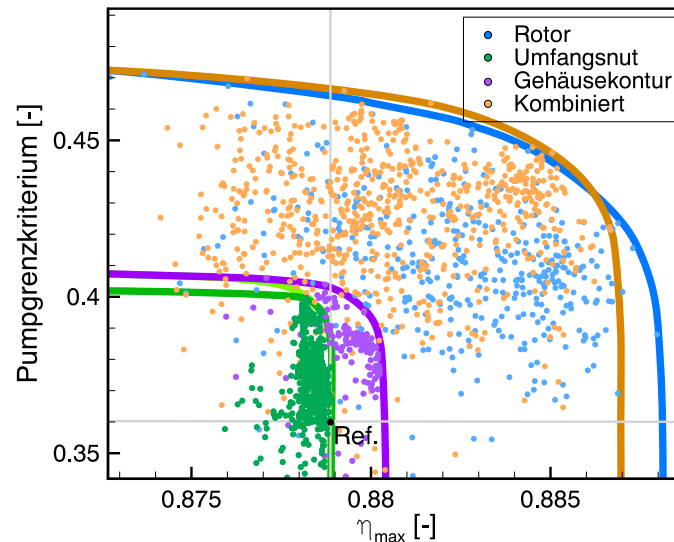


Abbildung 4.41: Vergleich der Ergebnisse auf RANS-Basis. HF-Simulationen, alle Nebenbedingungen erfüllt.

Vergleich der RANS-basierten Studien

In Abb. 4.41 sind die Ergebnisse der RANS-basierten Optimierungen von Rotor, Umfangsnut, Gehäusekontur sowie Kombinationen im Vergleich dargestellt. Gezeigt werden Individuen, die alle Nebenbedingungen erfüllen und die Pareto-Fronten.

Werden die Pareto-Fronten betrachtet, so wird deutlich, dass eine Rotoroptimierung im vorliegenden Fall im Vergleich zu einer Gehäusekontur- und Umfangsnutenoptimierung die beste Option zur Erweiterung des Stabilitätsbereichs bei gleichzeitiger Optimierung des Wirkungsgrads darstellt. Im Vergleich der drei untersuchten Maßnahmen zeigt die Rotoroptimierung ein deutlich größeres Potential, als eine Applikation von optimierten Umfangsnuten oder eine Optimierung der Gehäusekontur oberhalb des Rotors. Auch eine Kombination der verschiedenen Maßnahmen und eine Optimierung unter Freigabe aller Parameter (Rotor, Gehäuse, bis zu fünf Nuten) kann die Ergebnisse im Vergleich zur Rotoroptimierung nicht weiter steigern.

Einige Unterschiede werden beim Vergleich der Kennlinien deutlich (Abb. 4.42). Abgebildet sind Kennlinien von jeweils zwei Pareto-optimalen Geometrien aller untersuchten Maßnahmen: Eine Geometrie, die eine möglichst hohe Stabilitätsenerweiterung erzielt (R1, UN1, K1, M1), und eine zweite Geometrie, die einen möglichst hohen maximalen Wirkungsgrad erzielt ohne die Stabilität zu verschlechtern (R5, UN5, K7, M5)⁷.

Die unterschiedliche Effektivität der verschiedenen Maßnahmen für eine Pumpgrenzerweiterung bei $n = 90\%N$ wird in Abb. 4.42b deutlich. Während Zugewinne, die alleine durch Umfangsnuten und Gehäusekonturierungen erreicht werden, moderat ausfallen, kann durch eine Optimierung des Rotors eine deutliche Pumpgrenzerweiterung erzielt werden, die selbst durch eine gemeinsame Optimierung von Nuten, Gehäusekontur und Rotor nicht übertroffen wird. Nuten wirken vornehmlich nahe der Pumpgrenze. Im Bereich der Arbeitslinie sind die Kennlinien nahezu unverändert (vgl. Kap. 2.5.1). Die anderen Maßnahmen zeigen eine deutlichere Beeinflussung der gesamten Kennlinie mit einer Verschiebung zu höheren Totaldrücken.

⁷Die Lage der ausgewählten Geometrien auf den jeweiligen Pareto-Fronten ist den Abbildungen 4.18 (Umfangsnuten), 4.22 (Konturierung), 4.28 (Rotoren) und 4.34 (Kombiniert), zu entnehmen.

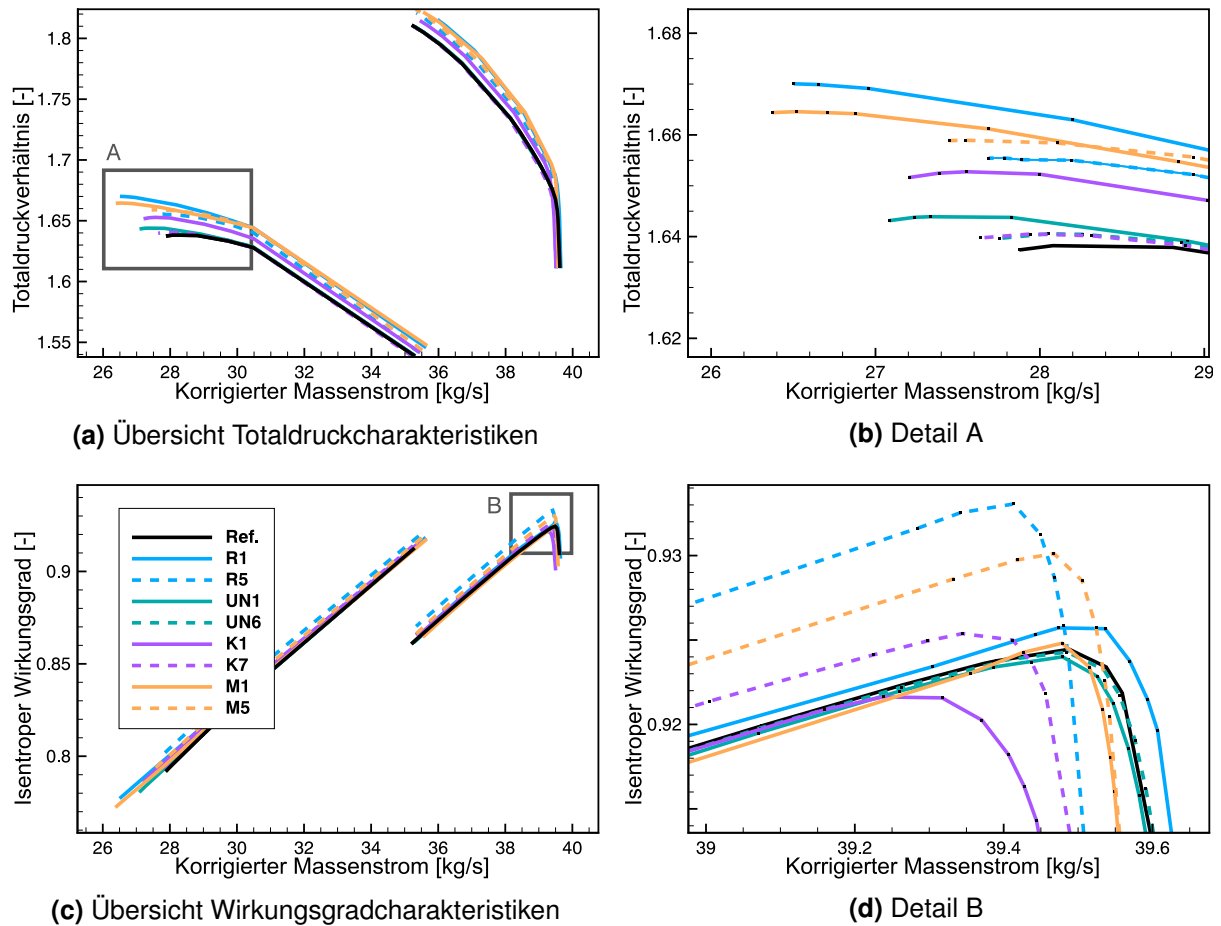


Abbildung 4.42: Rotorkennlinien Pareto-optimaler Geometrien. Kennlinien jeweils einer Geometrie jeder Optimierung mit hohem Pumpgrenzkriterium (durchgezogene Linien: R1, UN1, K1, M1) und einer zweiten mit hohem Wirkungsgrad (gestrichelte Linien: R5, UN6, K7, M5).

Der Einfluss auf den Wirkungsgrad ist Abb. 4.42c und 4.42d zu entnehmen. Im ange-drosselten Zustand bei Teildrehzahl lässt sich gegenüber der Referenz, je nach Maß-nahme, ein mehr oder weniger stark ausgeprägter Gewinn im Wirkungsgrad feststel-len. Der Spitzenwirkungsgrad bei Nominaldrehzahl kann durch Gehäusekonturierung-en leicht gesteigert werden. Deutliche Steigerungen des maximalen Wirkungsgrads können durch eine Modifikation des Rotors erzielt werden. Durch einzelne optimierte Umfangsnuten bleibt der Wirkungsgrad nahezu unbeeinflusst.

Basierend auf diesem Vergleich wäre für den untersuchten Fall eine Rotoroptimierung den anderen Maßnahmen vorzuziehen, da diese ein deutlich größeres Potential zur Steigerung von Stabilität und Wirkungsgrad zeigt.

Nachrechnungen der RANS Ergebnisse mit URANS

Um zu untersuchen, welche Unterschiede bei Verwendung von URANS-Simulationen im Vergleich zu RANS-Simulationen bezüglich Kennlinien und Zielfunktionswerten auf-treten, werden ausgewählte Geometrien der RANS-Studien mit URANS-CFD nach-gerechnet. Der CFD-Aufbau entspricht dabei der Vorgehensweise bei der Axial-CT-Optimierung. Abweichend davon werden jedoch die gesamten Kennlinien berechnet und die Pumpgrenze iterativ bestimmt.

In Abb. 4.43 sind RANS und URANS-basierte Kennlinien von R0, R1, R3, R5 und R0

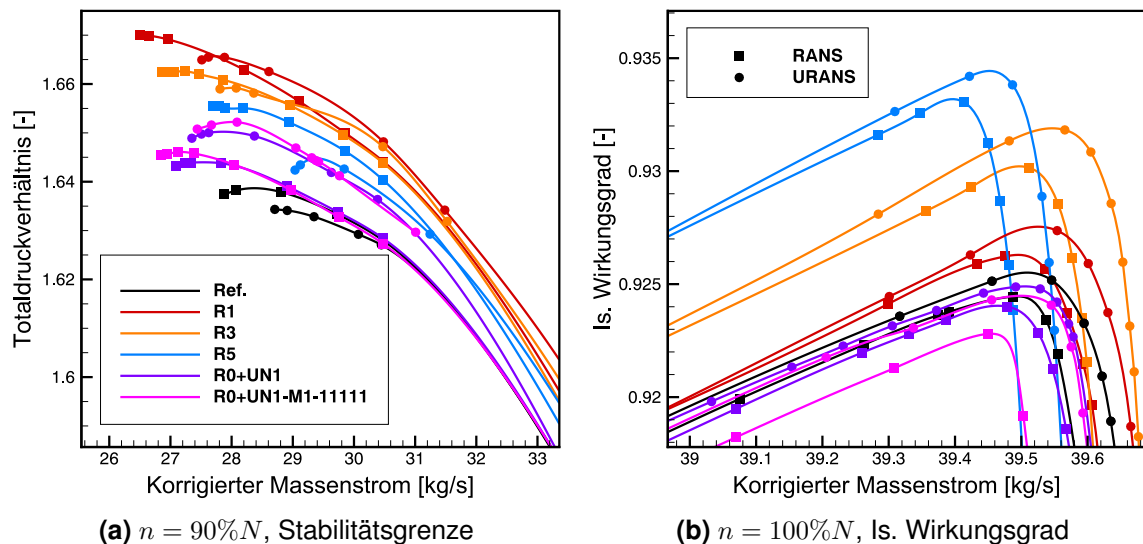


Abbildung 4.43: Kennlinien (der Komponente IGV-Rotor-Stator): Vergleich URANS (○)/RANS (□).

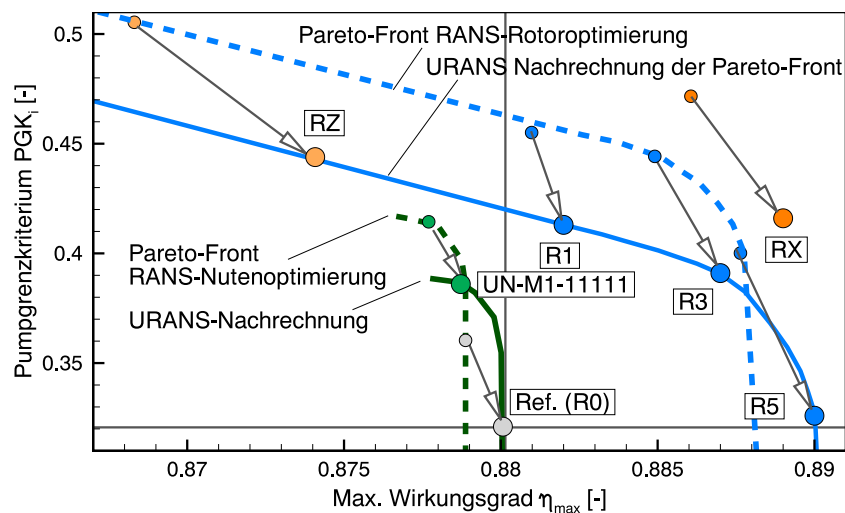


Abbildung 4.44: Vergleich RANS/URANS im Plot der Zielfunktionswerte.

mit Umfangsnutenkonfigurationen bestehend aus einer (UN1) und fünf Umfangsnuten (UN1-M1-11111) dargestellt. Beim Einsatz des URANS-Verfahrens ist eine geringere Stabilitätsgrenze zu erkennen. Mit dem URANS-Verfahren simulierte Kennlinien erreichen geringere Massenströme. Für die Umfangsnuten-Simulationen zeigt sich ein weiterer Unterschied. Umfangsnuten beeinflussen die Kennlinie insbesondere nahe der Stabilitätsgrenze. Dies zeigt sich bei URANS-Simulation von R0 mit Umfangsnuten deutlich früher und in stärkerer Ausprägung, so dass höhere Totaldruckverhältnisse nahe der Stabilitätsgrenze erreicht werden.

Der maximale Wirkungsgrad bei Nominaldrehzahl fällt mit dem URANS-Verfahren etwas höher aus. Die Differenz liegt für die untersuchten Fälle in einem annähernd identischen Rahmen (Abb. 4.43b).

In Abb. 4.44 sind die Verschiebungen in einem Plot der Optimierungszielfunktionen dargestellt. Die Pfeile zeigen von den RANS Ergebnissen (kleine Kreise) zu den jeweiligen URANS-Ergebnissen (größere Kreise). Es handelt sich um eine von der Tendenz her ähnliche Verschiebung für alle Geometrien, was auch schon in vorherigen Studien

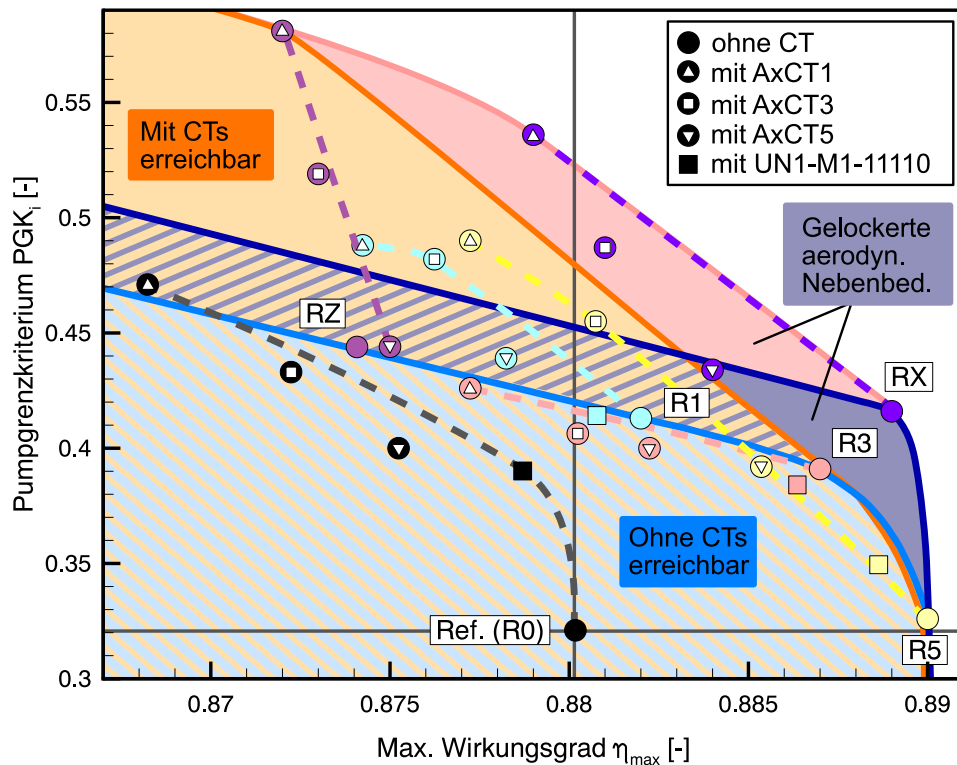


Abbildung 4.45: Vergleich der untersuchten Maßnahmen zur Stabilitätsenerweiterung; URANS-Simulationen.

beobachtet wurde (z.B. Goinis u. a. (2011)). Während mit RANS eine höhere Stabilitätsgrenze vorhergesagt wird, fällt der maximale Wirkungsgrad geringer aus.

Vergleich aller Studien

In Abb. 4.45 werden die Ergebnisse der durchgeführten Studien gegenübergestellt. Eingetragen sind mit URANS-Verfahren berechneten Konfigurationen. Die hellblaue Linie stellt eine Abschätzung der URANS-Pareto-Front der Rotor-Optimierung dar, gebildet durch RZ, R1, R3 und R5. Die eingeschlossene hellblaue Fläche markiert den Bereich, der sich durch eine Rotoroptimierung unter Einhaltung der aerodynamischen Nebenbedingungen abdecken lässt. Wird von diesen Nebenbedingungen abgesehen, ließe sich dieser Bereich erweitern, wie Untersuchungen im Kap. 4.3.4 gezeigt haben. Werden steilere Kennlinien zugelassen (bspw. RX) so führt dies in etwa zu der dunkelblauen Pareto-Front (abgeschätzt mit Hilfe von RX und den Ergebnissen aus Kap. 4.3.4).

Kombinationen der Rotoren mit den Axial-CTs AxCT1, AxCT3 und AxCT5 sind durch gestrichelte Linien mit dem jeweiligen Rotor verbunden. Der höchste Zugewinn im Pumpgrenzkriterium wird jeweils mit AxCT1 erzielt. Die Kombinationen der Referenz R0 mit den (für R0) optimierten Axial-CTs liegen (nahezu alle) innerhalb des Bereichs, der durch eine Rotoroptimierung abgedeckt wird. Dies gilt auch für die Kombination mit Umfangsnuten. Demnach ist einer Applikation von CTs zunächst eine Optimierung des Rotors vorzuziehen.

Werden Pareto-optimale Rotoren der Rotoroptimierung (RZ, R1, R3, R5) mit den CTs kombiniert, so lassen sich höhere Stabilitätsbereiche erzielen, als dies alleine durch die Rotoroptimierung möglich ist. Der so erreichbare Bereich ist in Abb. 4.45 rosa dar-

gestellt. Durch die Optimierung von Rotor als auch CT lässt sich demnach gegenüber einer einfachen Rotoroptimierung ein Benefit in Form eines höheren möglichen Stabilitätsbereichs erzielen.

Während die maximalen Wirkungsgrade mit optimierten Rotoren ohne CT erzielt werden, sind die maximalen Stabilitätserweiterungen durch zusätzliche Applikation von Axial-CTs erreichbar.

5 Aerodynamische Analyse

Die aerodynamische Analyse soll Wirkweise und Besonderheiten der verschiedenen Geometriemodifikationen erklären und die wesentlichen Effekte, die zu einer Pumpgrenzerweiterung führen, beschreiben. Weiterhin sollen auch Gemeinsamkeiten, die sich durch die unterschiedlichen Modifikationen im Strömungsbild zeigen, herausgearbeitet werden. Hierzu werden im Folgenden Simulationsergebnisse der verschiedenen Optimierungsstudien von überwiegend Pareto-optimalen Geometrien betrachtet.

5.1 Wirkungsweise der Umfangsnuten

Abb. 5.1 zeigt S1-Schnitte am Gehäuse sowie Umfangsnuten. UN1 und UN5 sind transparent dargestellt, von UN1-M1-11111 sind nur die Kontaktflächen zum Gehäuse zu sehen. Innerhalb der Umfangsnuten sind Stromlinien (im Absolutsystem) eingezeichnet.

In Bereichen hohen statischen Drucks am Gehäuse tritt die Strömung in die Nuten ein und verlässt sie in Bereichen niedrigen statischen Drucks. In den Nuten stellt sich eine in Rotationsrichtung gerichtete Strömung ein ②, die im unmittelbaren Umfeld der Rotorspitze durch eine Strömung entgegen der Rotationsrichtung über die Blattspitze hinweg unterbrochen wird ①. Ein Teil der Strömung in die Nut hinein verlässt diese unmittelbar nach Überströmen des Rotors saugseitig in die Passage ①. Ein weiterer Teil der in die Nut tretenden Strömung bewegt sich in Rotationsrichtung und strömt im Bereich des Stoßes in die Passage ②. Bei Nuten geringer Tiefe ist dieser Teil der Strömung nicht ausgeprägt. Mit zunehmender Drosselung steigt die Druckdifferenz über Rotor und Stoß in den Gebieten unterhalb des CTs. Durch die Stromaufverschie-

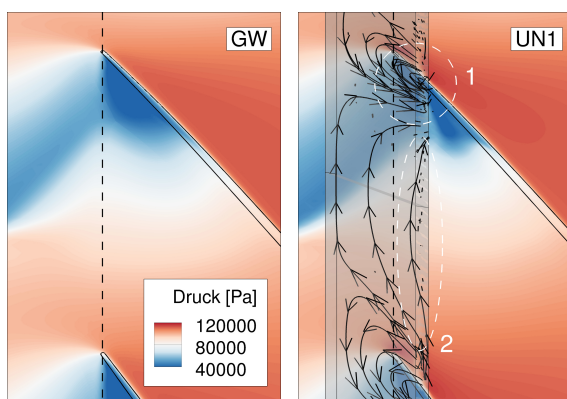


Abbildung 5.1: BP_{PGN90} . Druckverteilung am Gehäuse. Links: ohne CT, rechts: mit UN1.

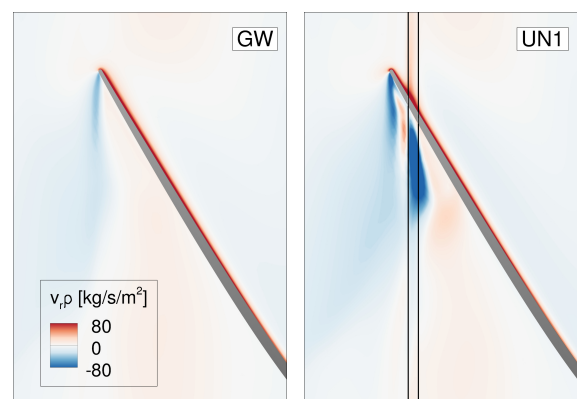


Abbildung 5.2: BP_{PGN90} ; S1-Schnitt der radialen Massenstromdichte an der Schaufelspitze. Links: ohne CT, rechts: mit UN1.

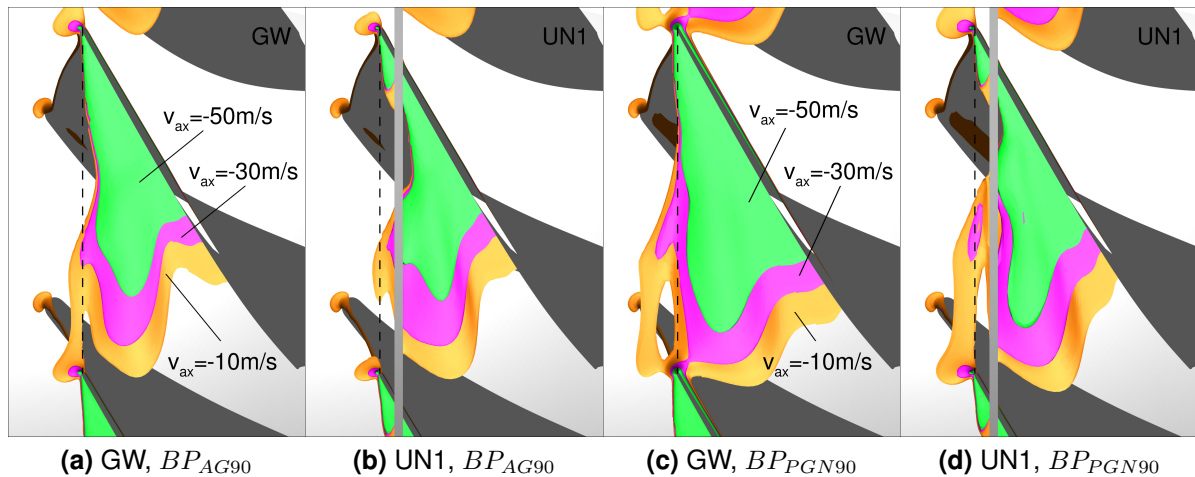


Abbildung 5.3: Reduktion der negativen Axialgeschwindigkeitskomponente in Gehäusenähe durch Umfangsnuten. BP_{AG90} (links) BP_{PGN90} (rechts). Isoflächen der Axialgeschwindigkeit $v_{ax} = -50 \text{ m/s}$ (grün), $v_{ax} = -30 \text{ m/s}$ (rot), $v_{ax} = -10 \text{ m/s}$ (gelb). Kontaktfläche des CTs zur Hauptströmung (grau).

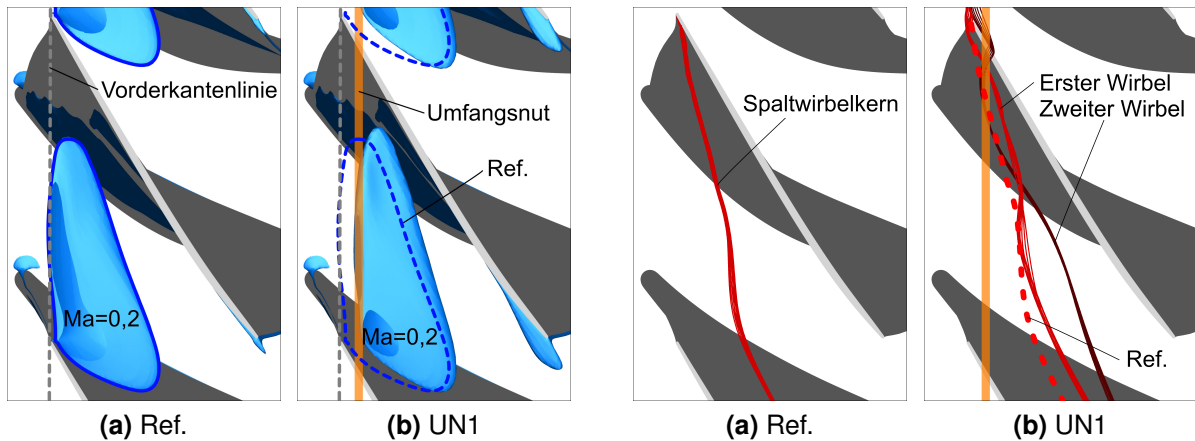


Abbildung 5.4: BP_{PG90} . Beeinflussung der Blockage.

Abbildung 5.5: BP_{AG90} . Beeinflussung der Spaltwirbeltrajektorie.

bung des Stoßes ändern sich die Flächen geringeren und höheren Drucks unterhalb (radial) des CTs. Die Ausblasung in die Passage konzentriert sich nahe der Pumpgrenze zunehmend auf den Bereich der Spaltwirbelentstehung (Abb. 5.2). Bei mehr als einer Umfangsnut im Bereich der Vorderkante findet eine vom Prinzip identische Strömung durch die Nuten statt, solange die zum Antrieb der Strömung durch die Nut notwendige Druckdifferenz am Gehäuse gegeben ist. Da im angedrosselten Zustand der Stoß bereits im Bereich der letzten (stromab liegenden) Nut der Konfiguration UN1-M1-11111 auf die Schaufel trifft ist die maximale Druckdifferenz unterhalb der letzten Nut im Verhältnis zu den anderen Nuten geringer und würde für weiter stromab liegende Positionen weiter abnehmen. Dies erklärt, weshalb diese fünfte Nut nur noch einen geringen Beitrag zur Pumpgrenzerweiterung liefert (vgl. Tab. B.4 UN1-M1-11111 vs. UN1-M1-11110 und Kap. 4.3.2).

Durch Umfangsnuten lässt sich eine Reduktion des stromaufgerichteten Teils der gehäusenahen Strömung beobachten (Abb. 5.3). Die stromaufgerichtete Strömung gelangt in die Nuten, wodurch diese gewissermaßen als Barriere für die stromaufgerichtete Strömung fungieren. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der Blockage,

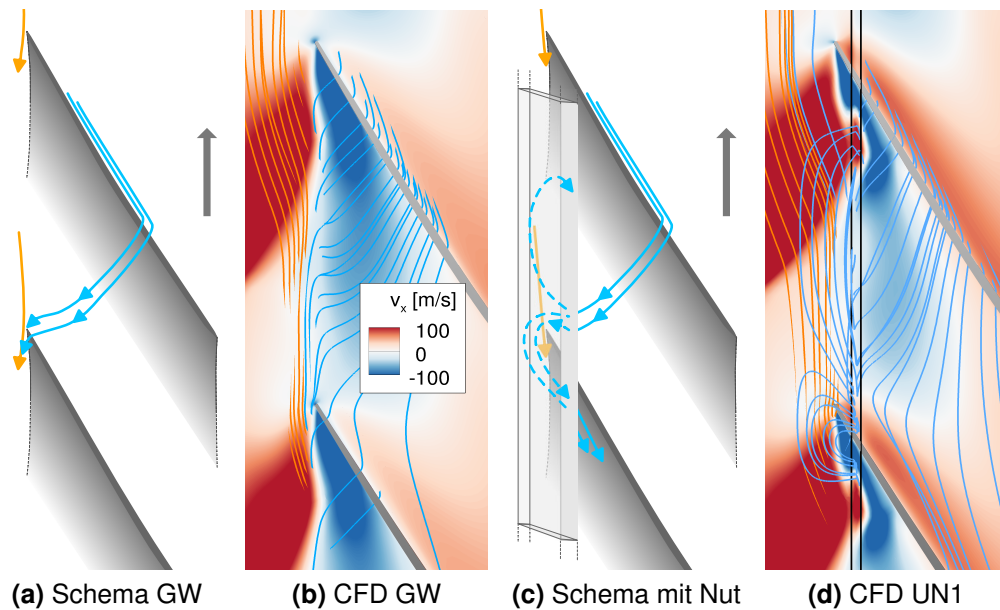


Abbildung 5.6: Gehäusenahe Strömung und Umfangsnutenströmung nahe der Stabilitätsgrenze. Schematisch und CFD-Simulationen. BP_{PGN90} . Darstellung der Rotorströmung im Rotorrelativsystem, der Strömung durch die Nut im Absolutsystem.

insbesondere nahe der Rotordruckseite und zu einer Verschiebung des Blockagegebiets stromab (Abb. 5.4). Durch mehrere Umfangsnuten tritt dieser Effekt deutlicher zu Tage.

Beim Überströmen der Schaufel durch die Nut bildet sich an jeder Nut ein weiterer Spaltwirbel (Abb. 5.5). Diese parallelen Wirbel mit identischer Rotationsrichtung interagieren. Im Falle einer Umfangsnut laufen zwei Wirbel mit gleicher Rotationsrichtung parallel. Dies führt zu einer Rotation der beiden Wirbel um ein gemeinsames Zentrum, was sich mit Hilfe der Potentialtheorie erklären lässt [Spurk u. Aksel (2006)]. Hierdurch wird der erste Wirbel radial nach innen und zur Schaufel hin umgelenkt. Es ist dabei zu beobachten, dass der Spaltwirbel unter den zweiten Wirbel abtaucht und sich um diesen herumwickelt. Die Trajektorie dieses Gesamtwirbels ist etwas stromab verschoben, so dass sich der Wirbel im weiteren Verlauf nicht so stark der Druckseite nähert, wodurch das Blockagegebiet verschoben wird.

Die nahe der Vorderkante positionierten Umfangsnuten zögern durch die Absaugung niederenergetischen Fluids nahe der Druckseite eine negative Beeinflussung der Vorderkantenströmung hinaus und beeinflussen so die Inzidenz an der Rotorspitze (Abb. 5.6). Das entnommene Fluid führt zudem durch eine Einblasung nahe der Saugseite zu einer Energetisierung der Sekundärströmung und infolgedessen einem weniger stark aufplatzenden Wirbel und geringerer Ausdehnung des Blockagegebiets quer zur Strömungsrichtung. Durch mehrere Nuten lässt sich dieser Effekt nicht weiter erhöhen, da diese bereits zu weit stromab liegen, als dass sie den Wirbel im Entstehungsprozess beeinflussen könnten.

Abb. 5.7 zeigt die Strömungsverhältnisse nahe der Rotorspitze mit und ohne UN1 nahe der Stabilitätsgrenze. Ohne Nut kann über den Spaltwirbel hinweg tretendes Spaltströmungsfluid (vgl. Kap. 2.2.2) bis zur Eintrittsebene des Rotors gelangen und die Strömung an der Rotorspitze beeinflussen. Mit Nut wird der stromaufgerichtete Teil der Strömung reduziert, was zu einer Verschiebung des Vorderkantenstaupunkts (Abb. 5.7d) und einer Reduktion der Inzidenz führt (Abb. 5.7c). Hierdurch ist ein positiver

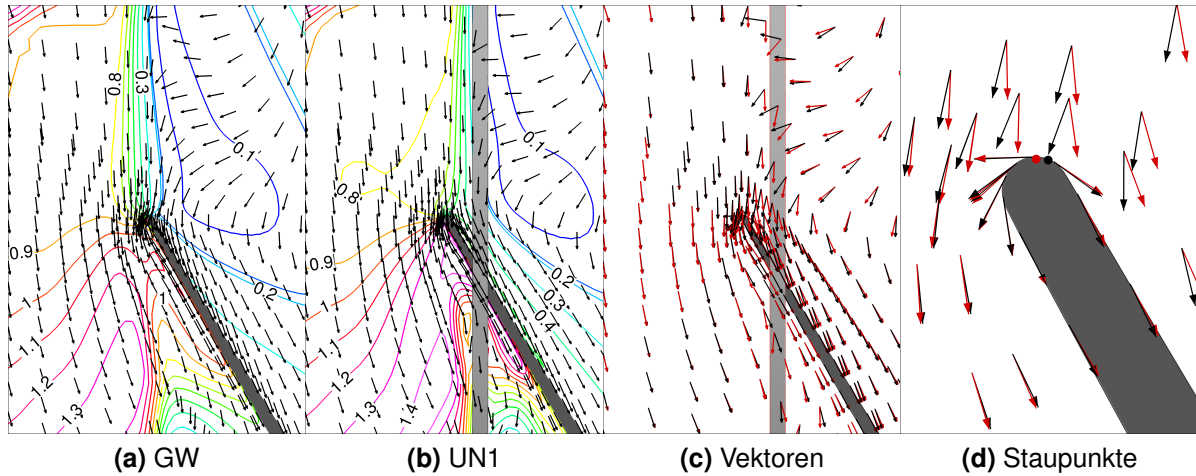


Abbildung 5.7: BP_{PGN90} . S1-Schnitt bei 98% Schaufelhöhe, Rotorvorderkante. Vergleich GW (a) und UN1 (b), Mach-Isolinien. Strömungsvektoren (c), Staupunkte (d), GW (schwarz), UN1 (rot). Kontaktfläche des CTs zur Hauptströmung (grau).

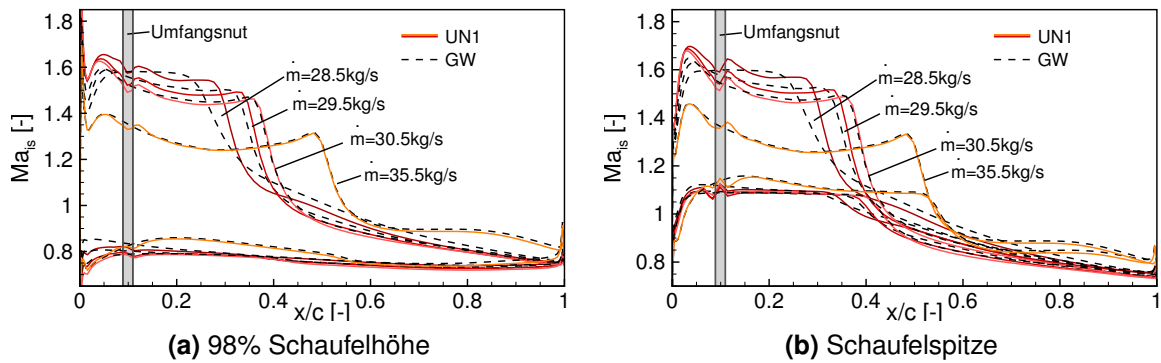


Abbildung 5.8: Isentrope Machzahlverteilung, UN1 und Referenz (GW), $n/N = 90\%$ (Drehzahllinie in Abb. 4.42).

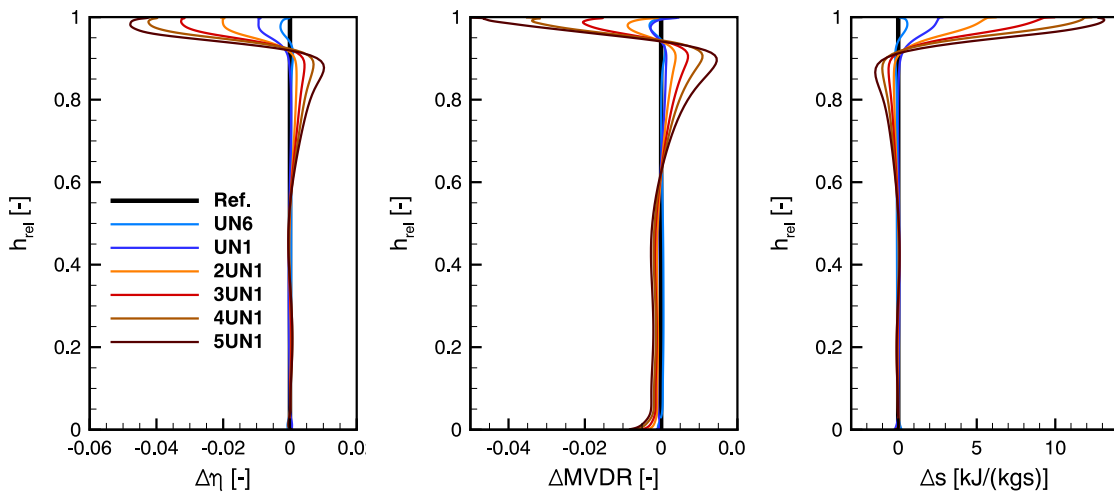
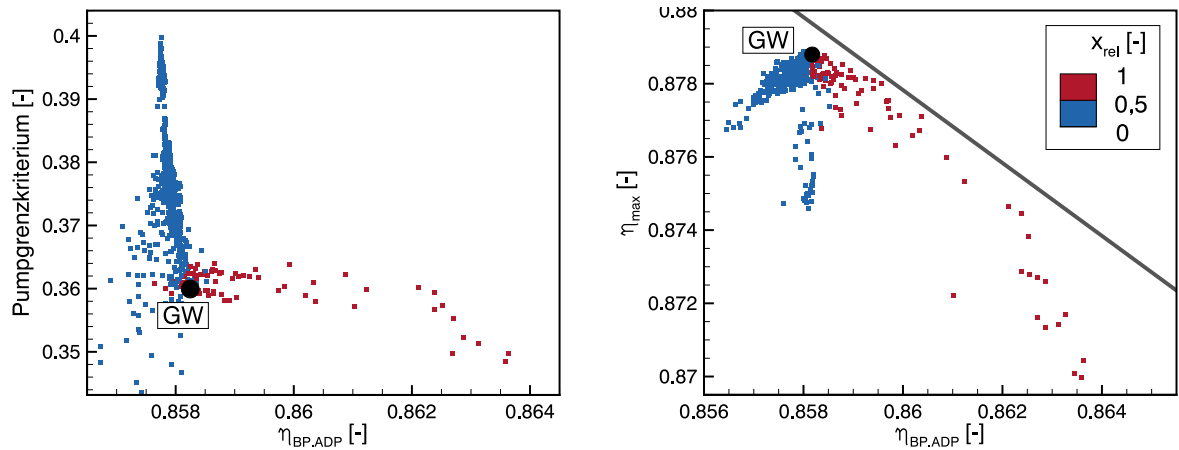


Abbildung 5.9: Δ -plots radialer Verteilungen der Komponente im BP_{ADP} .



(a) Datenbasis: Pumpgrenzabstand über Arbeitslinienwirkungsgrad

(b) Datenbasis: Max. Wirkungsgrad über Arbeitslinienwirkungsgrad.

Abbildung 5.10: Position x_{rel} der Nut im vorderen (blau) und hinteren Bereich (rot).

Effekt auf eine Vorderkantenablösung nahe der Stabilitätsgrenze (vgl. Kap. 4.1.3) zu erwarten.

Dies führt zu einer veränderten Profilmachzahlverteilung nahe der Schaufelspitze (Abb. 5.8) und einer Stromabverschiebung des Stoßes sowie einer Reduktion der Stoßintensität, womit der geringfügig höhere Wirkungsgrad mit Umfangsnuten beim Androsseln unter Teildrehzahl (Abb. 4.42) und die erweiterte Stabilitätsgrenze erklärt werden kann.

Im BP_{MW} zeigen sich die negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad (Abb. 5.9) wie folgt: Mit steigender Nutengröße und -anzahl steigen die Sekundärströmungsverluste in Gehäusenähe. Zusätzlich führt die Interaktion der Nutenströmung mit der Passagenströmung zu einer Umlenkung der Hauptströmung in radialer Richtung nach innen, so dass im Bereich zwischen 70% und 90% h_{rel} das MVDR steigt. Dies wirkt sich in diesem Bereich positiv auf den Wirkungsgrad aus, so dass ein Teil der Verluste an der Rotorspitze durch die Umverteilung der Strömung kompensiert wird.

Ein solches Verhalten ist stark vom Rotor abhängig. Würden die Profile im Bereich zwischen 70% und 90% h_{rel} im BP_{MW} bereits in ihrem Wirkungsgradoptimum laufen, so würde die Applikation der Umfangsnuten noch größere Verluste hervorrufen. Andererseits kann bei einer suboptimalen Auslegung des Rotors ein solcher Effekt auch zu einer Steigerung des Wirkungsgrads führen. Mit Hinblick auf eine Verbesserung des Gesamtsystems ist dies zumindest als kritisch zu erachten.

Davon abgesehen führt die Stromaufneigung der Nuten und ihre geringe axiale Ausdehnung zu einer im Vergleich mit rechteckigen Nuten geringeren Interaktion mit der Hauptströmung und negativen Beeinflussung des Wirkungsgrads im BP_{MW} , wie durch Parameterstudien (Kap. 4.3.2) gezeigt wurde.

Nuten im hinteren Bereich

Der Effekt einer radialen Umverteilung der Strömung kommt auch bei Nuten im hinteren Bereich zum Tragen. In Abb. 5.10a ist der Wirkungsgrad im Arbeitslinienpunkt BP_{ADP} in Abhängigkeit des Pumpgrenzkriteriums dargestellt. Hierin wird farblich zwischen Umfangsnuten im vorderen ($x_{rel} < 0,5$) und hinteren ($x_{rel} \geq 0,5$) Bereich unter-

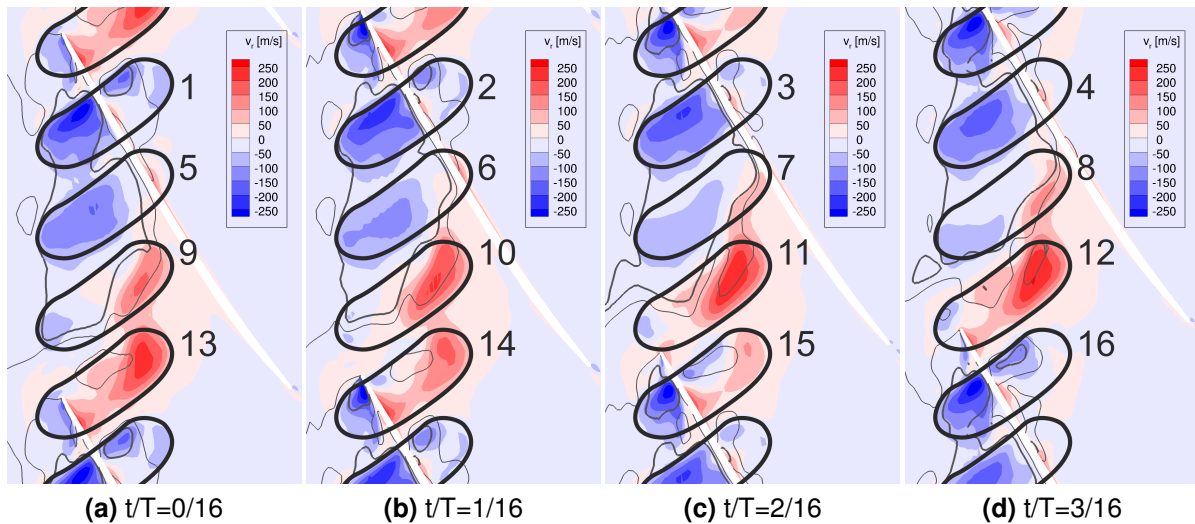


Abbildung 5.11: Radialströmungskomponente nahe dem Gehäuse zur Verdeutlichung der periodischen Ein- und Ausströmung in ein AxCT1 im angedrosselten Betriebspunkt BP_{AG90} . Die Kontaktfläche des CTs ist hervorgehoben. $Ma=1$ -Linien sind als dicke graue Linien eingezeichnet.

schieden. Durch Umfangsnuten im hinteren Bereich lassen sich deutliche Zugewinne im Wirkungsgrad des BP_{ADP} erzielen. Der maximale Wirkungsgrad bei Nominaldrehzahl für diese Umfangsnuten steigt dabei jedoch nicht, sondern fällt (Abb. 5.10b). Zudem kann mit den hinten liegenden Nuten kein positiver Einfluss auf die Pumpgrenze erzielt werden.

Geometrisch unterscheiden sich die hinteren Nuten deutlich von den bisher analysierten Nuten im vorderen Rotorbereich. Sie haben keine Stromaufneigung und sind wesentlich breiter. Es zeigt sich, dass der positive Effekt auf den Wirkungsgrad, wie in Kap. 4.2.2 beschriebenen, durch eine radiale Umverteilung der Strömung aufgrund einer durch die Nut hervorgerufenen Blockage erlangt wird. Dieser Effekt kann nicht als Verbesserung der Stufe angesehen werden und verdeutlicht, weshalb die Steigerung des maximalen Wirkungsgrads als Zielfunktion im Vergleich zu einer Steigerung des Wirkungsgrads im BP_{ADP} für diese Optimierung die bessere Wahl darstellt.

5.2 Wirkungsweise der Axial-CTs

Die Axial-CT-Strömung ist durch eine hohe Instationarität charakterisiert, insbesondere in angedrosselten Betriebszuständen, in denen es zu einer ausgeprägten Rezirkulation innerhalb des CTs und angrenzenden Passagenbereichs kommt. In Abb. 5.11 ist die zeitliche Änderung der Radialgeschwindigkeitskomponente in vier Zeitschritten über eine viertel Periode dargestellt. Da vier Axial-CTs pro Rotorschaukel vorhanden sind und diese einen konstanten Abstand aufweisen lässt sich so die Ein-/Ausströmung in ein Axial-CT über eine gesamte Periode in 16 Zeitschritten beobachten (Nummerierung in Abb. 5.11).

Zu erkennen ist eine starke Ausströmung aus dem CT im Bereich des entstehenden Spaltwirbels nahe der Vorderkante an der Saugseite (1→6 in Abb. 5.11). Diese Ausströmung setzt sich fort, solange sich dieser Teil des CTs vor dem Stoß und damit über einem Gebiet geringen Drucks befindet. Sobald der Stoß unter dem CT hindurch läuft

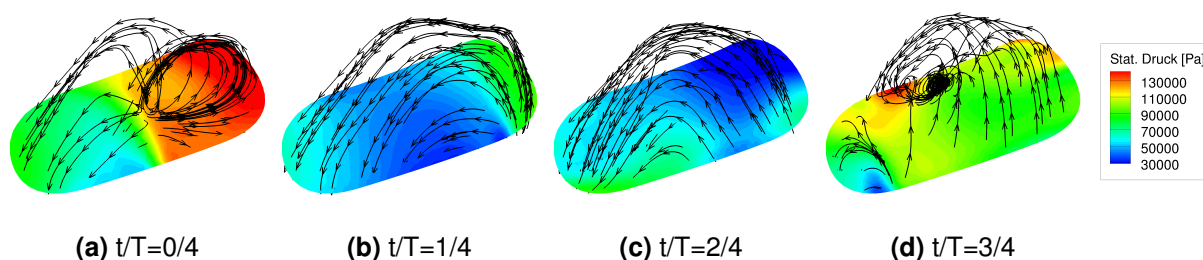


Abbildung 5.12: Strömung durch das AxCT1 im BP_{AG90} .

nimmt die Strömung aus dem CT ab und die Strömung in das CT verstärkt sich (7→9). Diese Absaugung beginnt hinter dem Stoß im Bereich des aufgeplatzten Spaltwirbels und wird (im Rotorrelativsystem) bis zur Druckseite der nächsten Rotorschaukel fortgesetzt (9→15). Ab dem Moment, in dem die Rotorschaukel unter dem CT passiert (13), beginnt sich erneut eine Ausströmung nahe der saugseitigen Vorderkante im stromaufgelegenen Teil des CTs aufzubauen. Eine Periode der CT-Strömung kann somit in mehrere sich teils überschneidende Phasen unterteilt werden, die gut mit den in der Literatur beschriebenen Mechanismen übereinstimmen (Kap. 2.5.7):

1. Aufbau der CT-Strömung (Absaugung) (8-12): Sobald der Stoß unter dem CT hindurch wandert, beginnt sich, aufgrund der Druckdifferenz über den Stoß, eine Strömung im stromab gelegenen Teil des CTs in das CT hinein aufzubauen. Dabei wird niederenergetisches Fluid in das CT befördert. Diese Absaugung setzt sich über eine Zeitspanne von ca. $1/3T$ fort, bis die Druckseite der nachfolgenden Schaukel den Schlitz erreicht.
2. Globale Rezirkulation (13-15): Läuft die Schaukelspitze unter dem CT hindurch findet für ca. $3/16T$ eine Rezirkulation über das gesamte CT mit einer gleichzeitigen Ein- und Ausströmung statt.
3. Lokale Rezirkulation über die Schaukelspitze (13-16,1-6): Gleichzeitig beginnt eine lokale Umströmung der Rotorspitze von der Druck- zur Saugseite. Diese lokale Schaukelspitzenumströmung setzt sich die gesamte Zeit, während der sich der Rotor unterhalb des CTs befindet, fort und wandert dabei aufgrund der gegensätzlichen Staffelung von Rotor und CT stromab.
4. Ausblasung (16,1-7): Nach dem Abklingen der globalen Rezirkulation verstärkt sich die Ausblasung, wohingegen die Absaugung stoppt und lediglich durch die lokale Rezirkulation weiterhin Fluid in den Schlitz gelangt. Die Ausblasung beginnt an der Rotorvorderkante und setzt sich entlang der Saugseite und des Gebietes der Spaltwirbelentstehung über eine Zeitspanne von ca. $1/2T$ fort.

Gewisse geometrische Eigenschaften der Axial-CTs wirken sich vorteilhaft auf die Rezirkulation von Fluid aus dem Gebiet nach der Stoß-Wirbel-Interaktion und nahe der Druckseite in das Gebiet des sich entwickelnden Spaltwirbels nahe der Saugseite aus. Ein CT, das nahe der Vorderkante des Rotors beginnt, kann durch eine Ausblasung den Spaltwirbel energetisieren. Die Neigung des CTs in Umfangsrichtung und die Form des S2-Splines („Halbherz“ bzw. „Halbkreis“) bestimmen dabei die Richtung des Ausströmvektors.

Die Staffelung des CTs entgegen der Staffelung des Rotors hat zur Folge, dass nahezu über die gesamte Periode eine Einstromung in das CT stattfinden kann, entweder aus Gebieten hohen Drucks hinter dem Stoß oder aus dem Gebiet nahe der Druckseite.

Dies verhindert ein komplettes Zusammenbrechen der Rezirkulation durch ein Abreißen der Einströmung in das CT. Hierfür muss das Ende des Schlitzes soweit stromab liegen, dass beim Vorbeilaufen der Schaufelspitze die Stoßposition auf der Saugseite stromauf des CT-Endes liegt.

Die S2-Form sowie die Staffelung haben zudem einen Einfluss auf eine ungewollte Einströmung in den vorderen CT-Bereich bei arbeitsliniennahen Betriebspunkten mit negativen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad.

Abb. 5.12 zeigt Momentaufnahmen der Strömung durch das CT zu vier Zeitpunkten einer Periode, entsprechend den Zuständen der CTs in Abb. 5.11a (1,5,9,13). Hierbei wird die unterschiedlich starke Ausprägung der Ein- und Ausströmung und zeitweise Unterbrechung der Rezirkulationsströmung im Laufe einer Periode deutlich.

Da die Axial-CT-Strömung durch eine Einströmung überwiegend im stromab liegenden Teil und eine Ausblasung vornehmlich im stromauf liegenden Teil charakterisiert ist und somit eine bevorzugte Strömungsrichtung durch das CT existiert, können auch im zeitlichen Mittel wichtige Aussagen gewonnen werden. Abb. 5.13 zeigt, wie das CT Stoßposition, Spaltwirbel und Blockage (Gebiete geringer Machzahl) im zeitlichen Mittel beeinflusst. Weiterhin lässt sich feststellen, dass entlang der Pareto-Front für Geometrien mit steigender Stabilitätsgrenze (Ref. → AxCT I) der radiale Massenstrom in das CT hinein aus dem Blockage-Gebiet nach der Stoß-Wirbel-Interaktion deutlich zunimmt (Abb. 5.15).

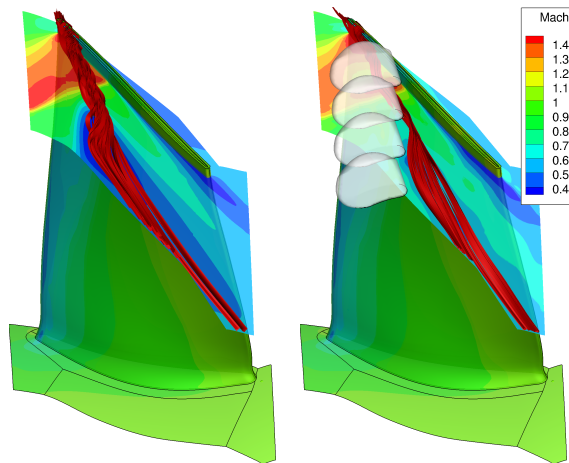
Auch das Ausströmgebiet ist im Vergleich zur Referenzkonfiguration ohne CT deutlich anhand radial nach innen gerichteter Geschwindigkeitskomponenten im Bereich des entstehenden Spaltwirbels zu erkennen. Ebenso ist für Konfigurationen mit CT der Bereich hohen radial nach außen weisenden Massenstroms nahe der druckseitigen Rotorvorderkante sichtbar, der die lokale Rezirkulation über die Rotorspitze markiert. Diese Abströmung nahe der Druckseite und hinter dem Stoß führt für Geometrien mit steigender Stabilitätsgrenze (Ref. → CT I, Abb. 5.16) zu einer deutlichen Reduktion der Ausbreitung der Blockage quer zur Strömungsrichtung.

Aufgrund der unterschiedlichen S2-Formen der Pareto-optimalen Axial-CTs im stromauf liegenden Teil sind die Auswirkungen auf die Strömung in diesem Bereich unterschiedlich. Während ein „Halbherz“ (AxCT VII) zu einer Beschleunigung der Strömung in axialer Richtung führt (Abb. 5.16b), was eine deutlich geringere Stoß-Wirbel-Interaktion zur Folge hat, findet durch einen „Halbkreis“ (AxCT I) eher eine zusätzliche Reduktion der Axialgeschwindigkeitskomponente statt und es lässt sich keine allgemeine Reduktion der Blockage ausmachen (Abb. 5.16d). Erkennbar bleibt jedoch die reduzierte Ausdehnung quer zur Strömungsrichtung (Abb. 5.16, gelbe Pfeile) und eine im betrachteten Betriebspunkt BP_{AG90} sichtbare Stromabverschiebung des Stoßes und des Blockagegebiets. In Umfangsrichtung ist die Passage daher weniger stark „blockiert“, was sich positiv auf die Inzidenz nahe der Rotorspitze auswirkt (Abb. 5.14).

Damit wirken beide Effekte, Absaugung und Einblasung, im Einklang mit der Literatur positiv auf die Stabilität. Für maximale Steigerungen der Stabilität stellt sich die Absaugung jedoch als effektiver heraus und es kann vermutet werden, dass diese ab einem gewissen Punkt nur gesteigert werden kann, wenn auf eine „Halbherz“-Form verzichtet wird, womit auch der Effekt einer Energetisierung des Spaltwirbels aufgegeben wird.

Durch die CT-Strömung lässt sich, wie auch schon bei den Umfangsnuten, eine Stromabverschiebung des Stoßes im angedrosselten Betriebszustand feststellen (Abb. 5.17), die mit der Effektivität des CTs die Stabilität zu erweitern korreliert.

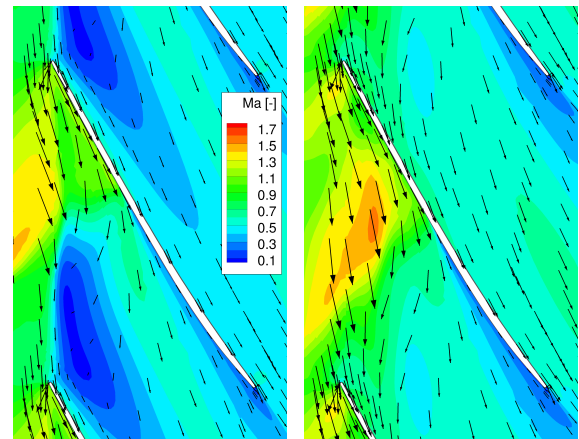
Die zunehmenden Wirkungsgradverluste für CTs, die effektiver die Pumpgrenze erwei-



(a) Ref.

(b) AxCT5

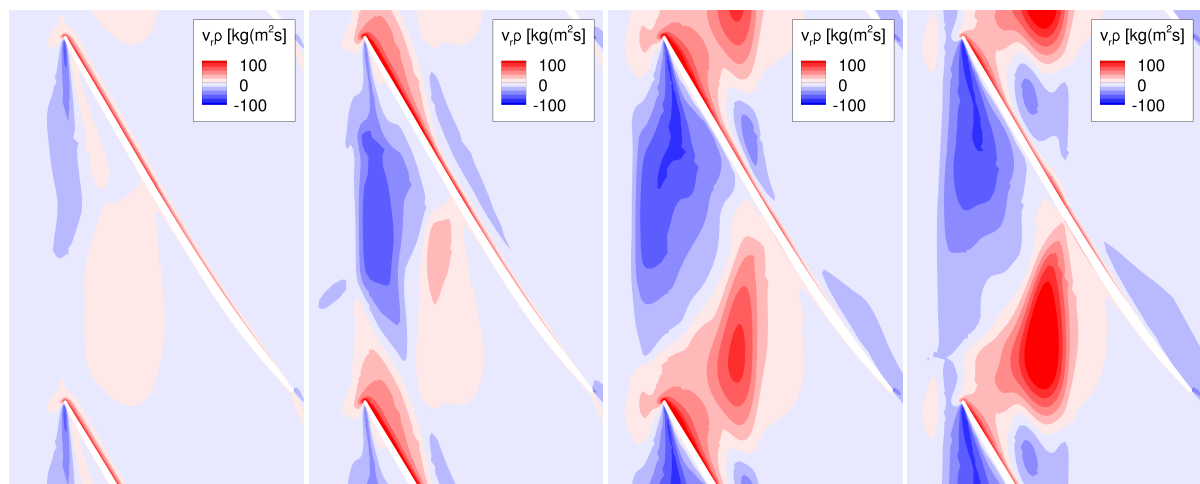
Abbildung 5.13: Auswirkungen eines Axial-CTs auf die zeitlich gemittelte Strömung im BP_{PGN90} .



(a) Ref.

(b) AxCT5

Abbildung 5.14: Strömungsvektoren auf einer Ebene nahe der Schaufelspitze im BP_{AG90} .



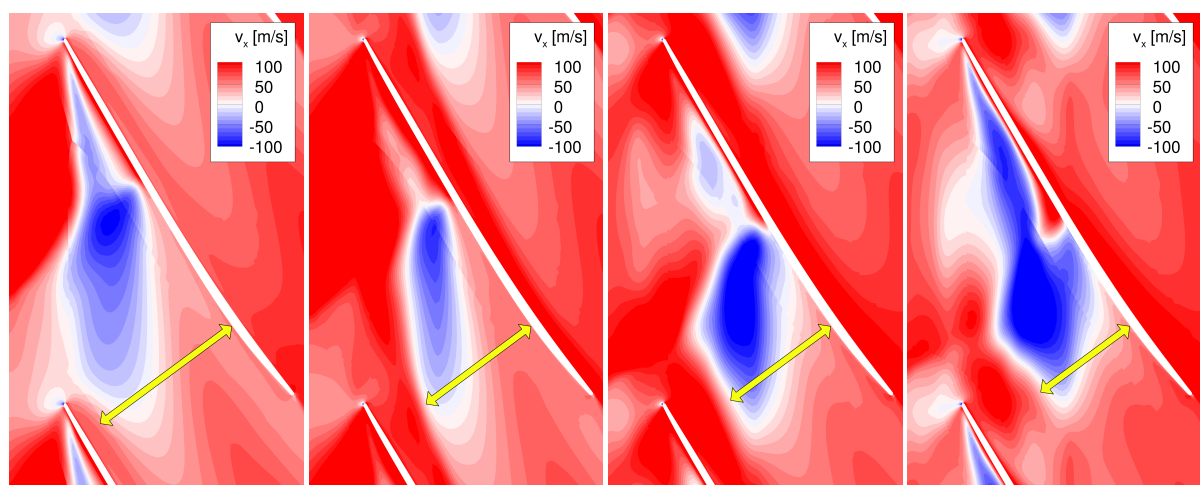
(a) Ref. (GW)

(b) AxCT7

(c) AxCT3

(d) AxCT1

Abbildung 5.15: Pareto-optimale Geometrien: Radiale Massenströmdichte auf einem S1-Schnitt bei 98% Schaufelhöhe im BP_{AG90} .



(a) Ref. (GW)

(b) AxCT7

(c) AxCT3

(d) AxCT1

Abbildung 5.16: Pareto-optimale Geometrien: Axialgeschwindigkeit auf einem S1-Schnitt bei 98% Schaufelhöhe im BP_{AG90} .

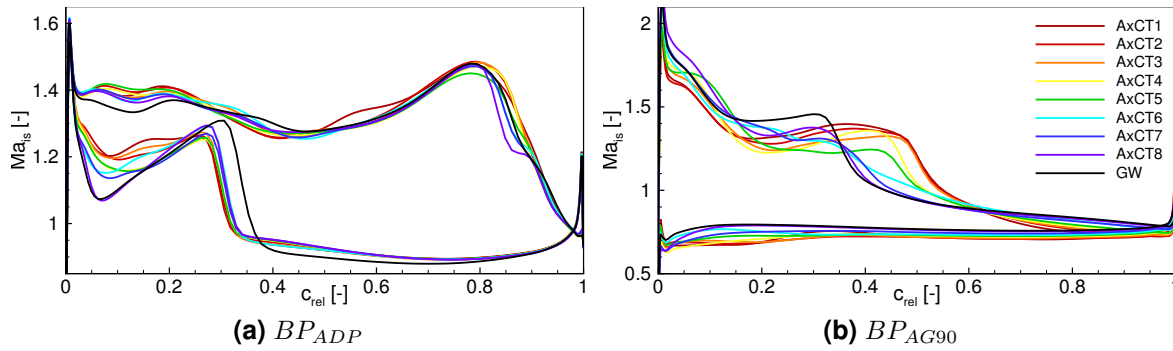


Abbildung 5.17: Isentrope Profilmachzahlen bei 95% Schaufelhöhe.

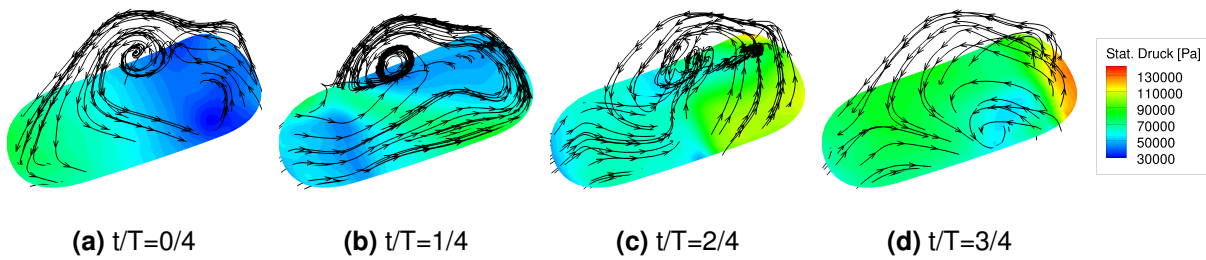


Abbildung 5.18: Strömung durch das AxCT1 im BP_{ADP} .

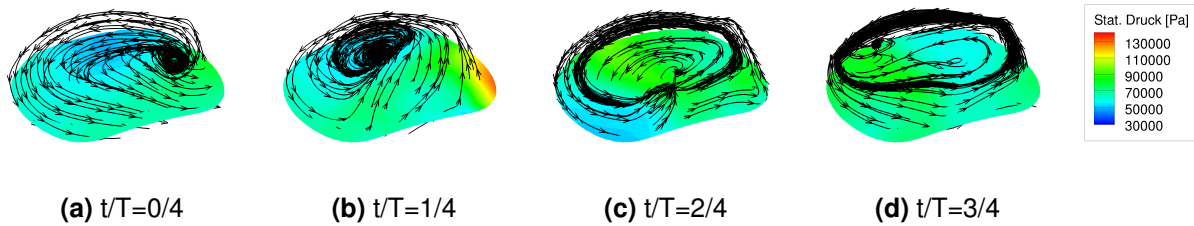


Abbildung 5.19: Strömung durch das AxCT7 im BP_{ADP} .

tern, lassen sich auf eine ausgeprägtere Interaktion mit der Hauptströmung im BP_{ADP} und damit einhergehende Verluste zurückführen. In Abb. 5.18 und 5.19 sind Momentaufnahmen der Strömung im BP_{ADP} für das AxCT1 und AxCT7 dargestellt. Hierbei lässt sich erkennen, dass die Strömung durch eine Rotation innerhalb des CTs und geringen Austausch mit der Hauptströmung gekennzeichnet ist (vgl. Abb. 5.12 für den angedrosselten Zustand). Im vorderen CT-Bereich kann für AxCT1 eine Einströmung der Passagenströmung beobachtet werden, die zu einer ungleichmäßigeren Rotation und mehr Interaktion mit der Hauptströmung führt, worin vermutlich die Hauptursache für die zusätzlichen Verluste von AxCT1 im BP_{ADP} im Vergleich zu AxCT7 liegt. Diese Verluste führen zu einer Wirkungsgradreduktion nahe dem Gehäuse (Abb. 5.20a) und einer Zunahme der gehäusenahen Blockage (Abb. 5.20b). Im angedrosselten Betriebspunkt BP_{AG90} vermögen die CTs hingegen eine Reduktion der Blockage herbeizuführen, wodurch eine Umverteilung der Strömung in Richtung Gehäuse stattfindet (Abb. 5.20f). Dadurch kann mehr Arbeit umgesetzt werden und die Minderumlenkung nahe dem Gehäuse wird reduziert (Abb. 5.20g).

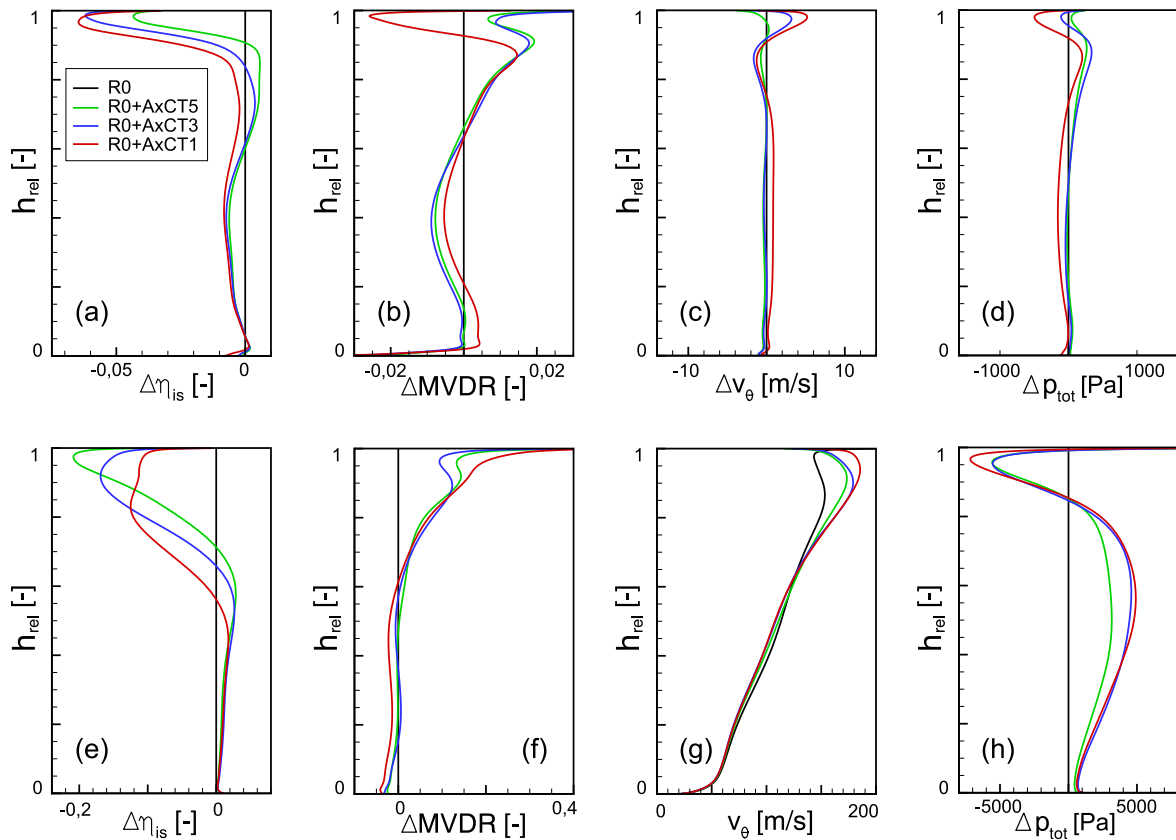


Abbildung 5.20: Radiale Verteilungen im BP_{MW} (oben) und BP_{PGN90} (unten)

5.3 Wirkungsweise der Gehäusekonturierung

Die Gehäusekonturoptimierung (Kap. 4.3.3) zeigt, dass die Pumpgrenze der Referenzkonfiguration durch eine Gehäusekonturierung im Bereich der Vorderkante gesteigert werden kann. Eine positive Beeinflussung des Wirkungsgrads ist nur geringfügig möglich.

Eine Analyse der Pareto-optimalen Geometrien zeigt als wesentlichen Unterschied zur Referenzkonfiguration eine Veränderung von Stoßlage und -intensität. Alle Pareto-optimalen Geometrien zeigen eine Verschiebung der Stoßlage stromab im BP_{MW} (Abb. 5.21a). Nahe der Stabilitätsgrenze im BP_{PGN90} ist eine Stromabverschiebung der Stoßlage erkennbar, die mit dem Maß für die Pumpgrenzerweiterung PGK korreliert (Abb. 5.21b). Die Auswirkung auf die Stoßposition ist bis ca. 80% Rotorhöhe erkennbar (Abb. 5.22e).

Die Stromabverschiebung des Stoßes im BP_{PGN90} kann als wesentlich für die Erweiterung der Pumpgrenze mittels einer Gehäusekonturierung angesehen werden. Insbesondere im BP_{PGN90} entsteht hierdurch am Gehäuse in radialer Richtung eine stärkere Neigung des Stoßes. Diese wird im BP_{PGN90} durch die zusätzliche Kontraktion des Gehäuses im Bereich des Stoßes begünstigt. Die Stoßintensität gegenüber einem Normalstoß wird so reduziert. Durch die Neigung wird zudem Fluid in Richtung Gehäuse umgelenkt, was den Abtransport niederenergetischen Fluids als Folge der Stoß-Wirbel-Interaktion und Spaltströmung fördert.

Durch eine reduzierte Stoßintensität, eine längere Lauflänge des Wirbels bis zum Auftreffen auf den Stoß und eine Stoßneigung fällt die Stoß-Wirbel-Interaktion weniger

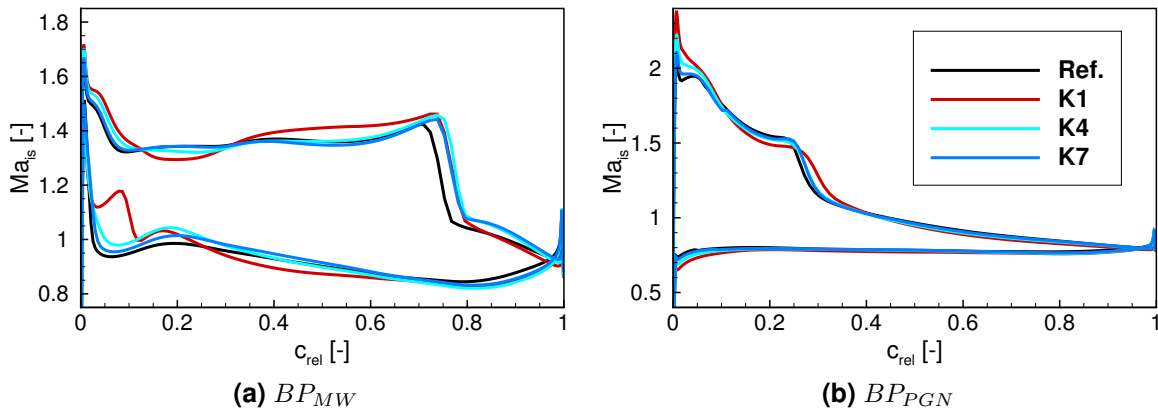


Abbildung 5.21: Veränderung der Stoßposition aufgrund einer Gehäusekonturierung. Isentrope Mach-Zahlen bei $h_{rel} = 95\%$.

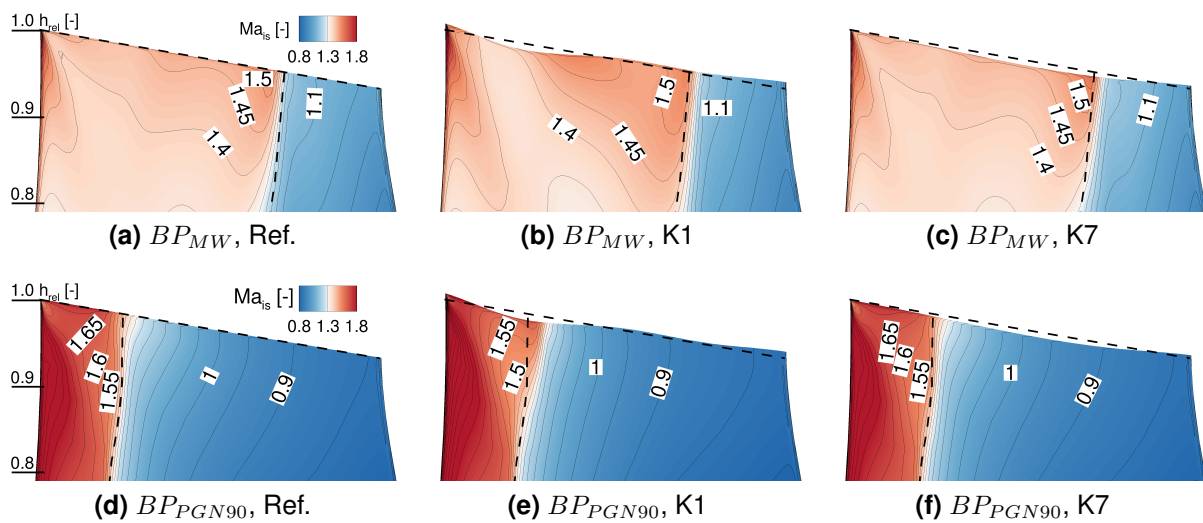


Abbildung 5.22: Veränderung der Stoßposition im BP_{MW} (oben) und BP_{PGN90} (unten) durch eine Gehäusekonturierung. Die Schaufelspitzenkontur und Stoßposition der Referenzkonfiguration (links) sind zum besseren Vergleich auf die weiteren Darstellungen übertragen worden (schwarze gestrichelte Linie).

intensiv aus (vgl. Kap. 2.2.3) und es kann ein deutlich geringeres Blockagegebiet nahe der Stabilitätsgrenze für K1 beobachtet werden (Abb. 5.23b). Eine Reduktion des Blockagegebiets im BP_{PGN90} lässt sich entlang der Pareto-Front in Richtung steigendem PGK (K7 \rightarrow K1; Abb. 5.23c \rightarrow 5.23b) als Trend ausmachen. Die Auswirkungen des reduzierten Blockagegebiets zeigen sich in einem geringeren Entropieanstieg, höherem Wirkungsgrad und steigendem MVDR im oberen Rotorbereich (Abb. 5.27).

Die mit steigendem Pumpgrenzkriterium zunehmenden Einbußen im maximalen Wirkungsgrad lassen sich ebenfalls auf das Gebiet im oberen Rotorbereich ab ca. 70% Schaufelhöhe zurückführen (Abb. 5.28). Je stärker die Verlustreduktion im BP_{PGN90} ausfällt, desto größer sind die zusätzlichen Verluste im Bereich der Rotorspitze im BP_{MW} . Es wird deutlich, dass die Stoß-Wirbel-Interaktion im BP_{MW} für Geometrien mit besserem PGK zunehmend stärker negativ beeinflusst wird und sich ein größeres Blockagegebiet ausbildet (Abb. 5.25 und 5.26). Der positive Effekt einer Geometrie bei einem pumpgrenznahen Betriebspunkt kehrt sich demnach für Arbeitsliniennahe Betriebspunkte ins Negative. Begründen lässt sich dies durch die unterschiedliche Stoß-

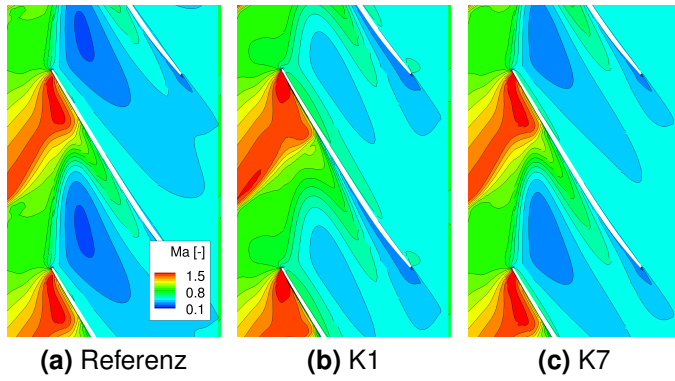


Abbildung 5.23: Machzahlkonturen auf S1-Fläche bei $h_{rel} = 95\%$ im BP_{PG90} : Deutliche Reduktion des Blockagegebiets für K1.

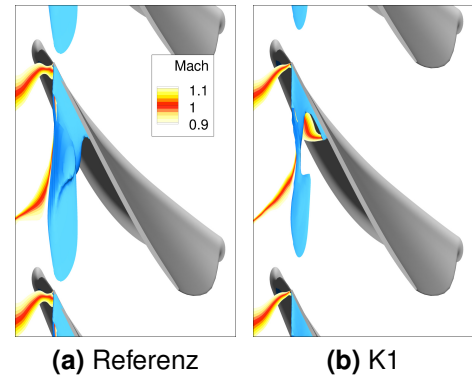


Abbildung 5.24: Iso-Entropie-Flächen zur Visualisierung des Ausmaßes der Stoß-Wirbel-Interaktion im BP_{PG90} .

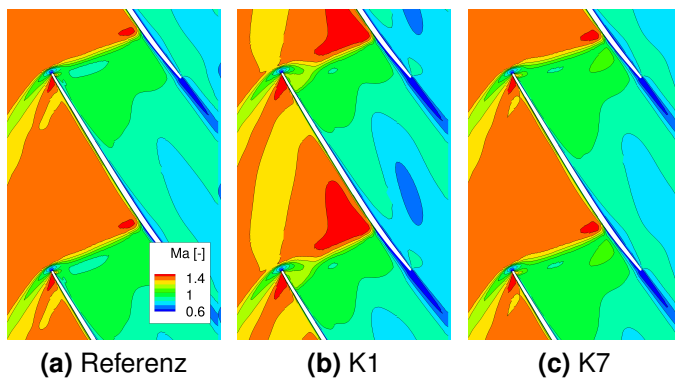


Abbildung 5.25: Machzahlkonturen auf S1-Fläche bei $h_{rel} = 95\%$ im BP_{MW} .

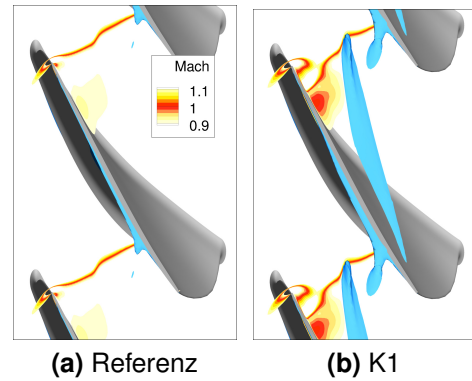


Abbildung 5.26: Iso-Entropie-Flächen im BP_{MW} .

position in den beiden Betriebspunkten.

Das Potential der Pumpgrenzerweiterung durch eine Gehäusekonturierung wird demnach durch eine negative Beeinflussung des Betriebs nahe der Arbeitslinie eingeschränkt. Eine positive Beeinflussung des Stoßes und damit der Stoß-Wirbel-Interaktion ist nur innerhalb eines gewissen Abstandes zwischen Stoß und lokal erhöhter Gehäusekontraktion möglich.

Dies soll anhand einer unabhängigen Variation der Parameter P_1 bis P_5 verdeutlicht werden (Abb. 5.29). Eine Veränderung der Gehäusekontur durch die Parameter P_3 - P_5 für einen deutlich angedrosselten Betriebspunkt BP_{PG90} liegt hinter dem Stoß und zeigt nahezu keine Beeinflussung der Stoßposition (Abb. 5.29 (c)-(e) unten). Eine Veränderung der Gehäusekontur durch P_1 wiederum liegt für BP_{MW} stromauf des Stoßes und beeinflusst diesen ebenfalls kaum (Abb. 5.29 (a) oben). P_2 hingegen bewirkt eine Veränderung des Gehäuses, die sowohl im BP_{MW} , als auch im BP_{PG90} im Bereich des Stoßes liegt. Im BP_{PG90} findet die Beeinflussung des Stoßes vornehmlich nahe der Saugseite im Bereich der Stoß-Wirbel-Interaktion statt und wirkt so in einem Bereich, in dem für die Stabilität maßgebliche Strömungsvorgänge stattfinden.

Eine Studie mit dem 2D-Euler-Grenzschicht-Verfahren MISES [Drela u. Youngren (1998)] zeigt ebenfalls, wie die Auswirkung auf die Stoßposition mit steigender Entfernung zur Gehäusewelle abnimmt (Abb. 5.30). Hierzu wurde eine Gehäusekontraktion mit einer lokalen Welle in Form einer (verschobenen, gestauchten) Kosinus-Periode

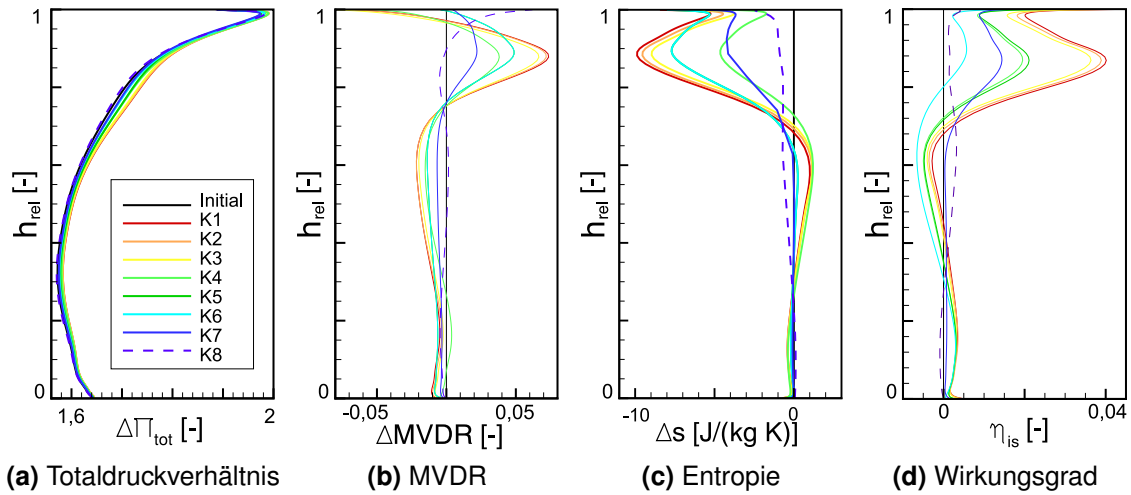


Abbildung 5.27: Radiale Verteilungen Pareto-optimaler Geometrien im BP_{PGN90} .

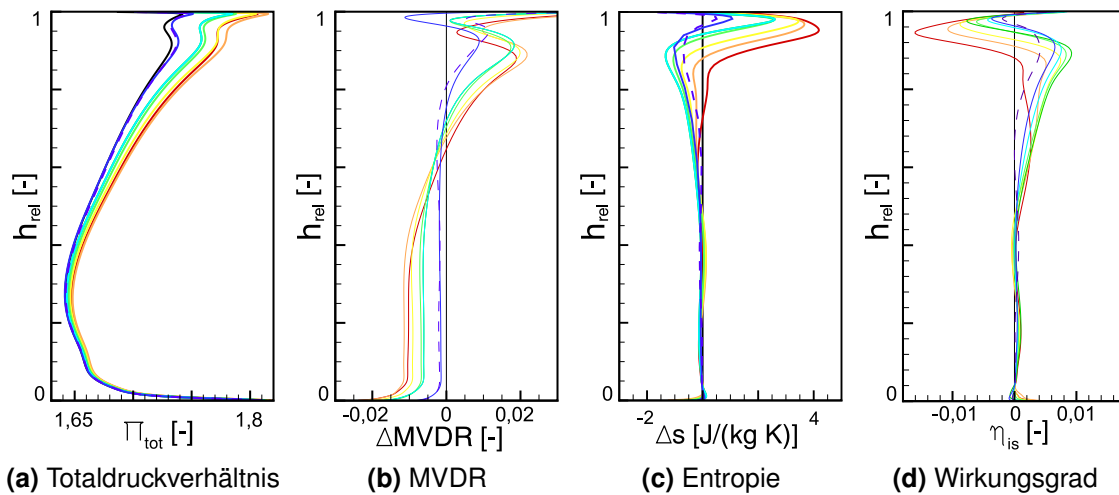


Abbildung 5.28: Radiale Verteilungen Pareto-Optimaler Geometrien im BP_{MW} .

vorgegeben und diese lokale Welle an Positionen zwischen $-0,5$ und $1,5 c_{ax}$ aufgebracht. Das gleiche Vorgehen wurde mit einer lokalen Gehäuseerweiterung (umgedrehter Kosinus) durchgeführt, um den Einfluss einer nach innen, als auch einer nach außen weisenden Delle im Gehäuse zu simulieren. Es zeigt sich, dass eine nach innen geneigte Delle im Bereich des Stoßes diesen stromab verschiebt, wohingegen eine nach außen geneigte Delle das Gegenteil bewirkt. Die stärkste Verschiebung tritt bei einer Delle kurz vor der saugseitigen Position des Stoßes auf. Wellen hinter dem Stoß zeigen keinen Einfluss auf die Stoßposition, wie bereits beobachtet. Im BP_{PGN90} geht mit einer nach innen zeigenden Delle eine Verlustreduktion einher, mit einer nach außen weisenden eine Steigerung der Verluste. Im BP_{MW} trifft dies für Dellenpositionen, die nicht zu weit stromauf des Stoßes liegen, ebenfalls zu. So kann durch eine lokale Kontraktion hinter dem Stoß, die keine Auswirkungen auf die Stoßposition hat, eine Verlustreduktion herbeigeführt werden. Hier lässt sich ein Zusammenhang mit dem Gebiet niederenergetischen Fluids hinter dem Stoß herstellen, das durch eine zusätzliche Kontraktion in diesem Bereich eine Beschleunigung erfährt und besser abtransportiert werden kann.

Das Gebiet vor dem Stoß ist im Schaufelspitzenbereich in einen Bereich, der durch den Spaltwirbel geprägt ist und in dem subsonische Bedingungen herrschen, sowie einen

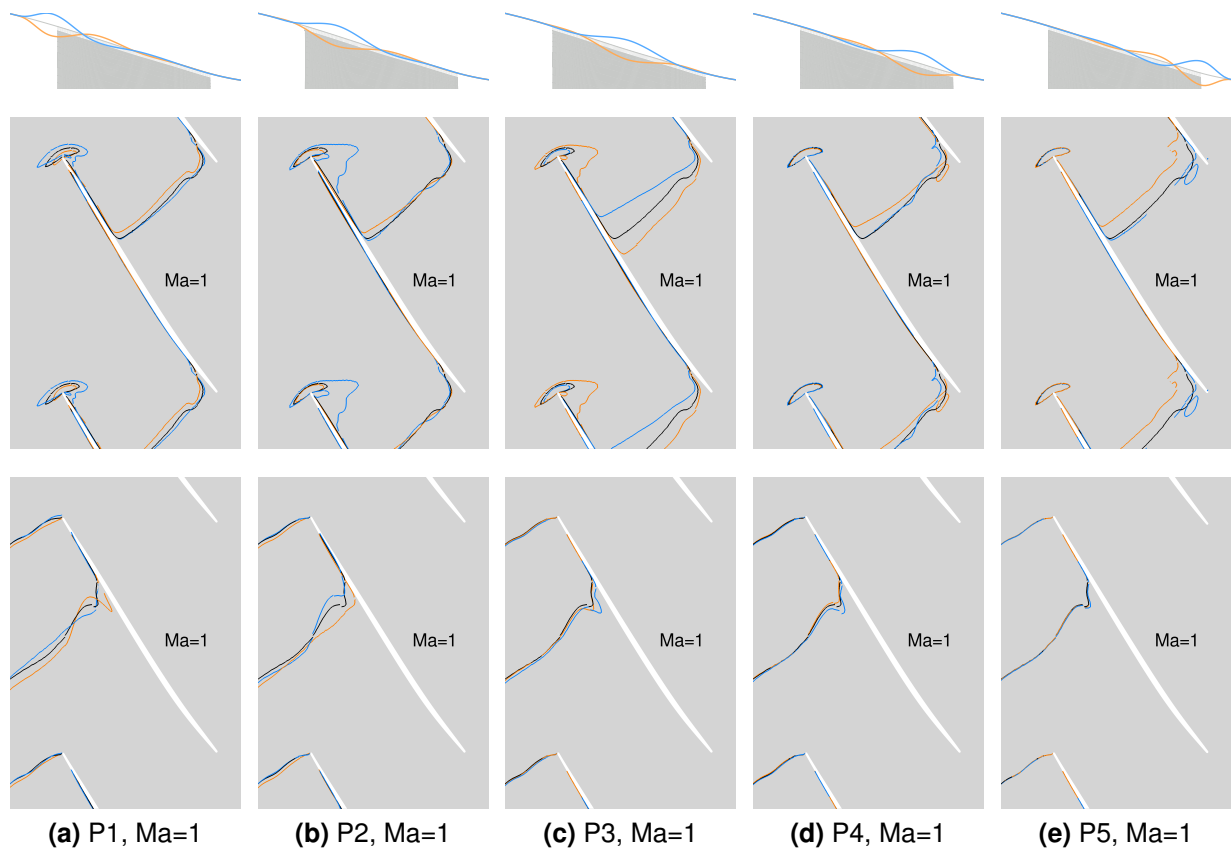


Abbildung 5.29: Unabhängige Variation der Parameter P_1 - P_5 ($\pm 2\text{mm}$). Iso-Ma-Linien: $+2\text{mm}$ (orange), -2mm (blau), unveränderte Kontur (schwarz); BP_{MW} (oben), BP_{PGN90} (unten).

freien Zuströmbereich mit Mach-Zahlen größer eins aufgeteilt. Eine Kontraktion vor dem Stoß führt demnach für $Ma > 1$ zu einer Verzögerung der Strömung sowie einem schwächeren Stoß und für $Ma < 1$ zu einer Beschleunigung der Strömung, wodurch der Spaltwirbel einen höheren Impuls erlangt und beim Passieren des Stoßes weniger stark aufplatzt.

Eine Erklärung, weshalb die Kontraktion im Stoßbereich zu einer Stromabverschiebung des Stoßes führt, kann mit Hilfe einer einfachen Diffusoranalogie erlangt werden (Abb. 5.31).

Es wird ein Diffusor mit einer Zuströmung, für die $Ma > 1$ gilt, betrachtet. Der Austrittsdruck soll in einem Bereich liegen, für den sich ein Stoß im Diffusor ausbildet. Der erste Teil der Strömung vor dem Stoß kann als Überschalldüse beschrieben werden. Durch die Aufweitung des Strömungsquerschnitts beschleunigt sich die Strömung für $Ma > 1$ bei gleichzeitiger Absenkung des statischen Drucks p . Nachdem die Strömung durch den Stoß auf Unterschall verzögert wurde, findet eine weitere Diffusion statt und der Druck steigt. Die Stoßposition passt sich entsprechend des Austrittsdrucks an. Für eine Änderung des Austrittsdrucks von p_a auf $p_{a+} > p_a$ findet eine Stromaufverschiebung des Stoßes statt, wohingegen sich für einen Austrittsdruck von $p_{a-} < p_a$ der Stoß stromab bewegt (Abb. 5.31a). Die Änderung der Vorstoßmachzahl bewirkt zudem eine Änderung der Stoßstärke, die unter den für die Betrachtung relevanten Bedingungen mit einer Stromabverschiebung des Stoßes abnimmt.

Wird nun die Geometrie im Bereich des Stoßes verändert (Abb. 5.31b), so kann sich dies zum einen auf die Druckabsenkung vor dem Stoß auswirken und zum anderen auf die Drucksteigerung durch den Diffusorteil nach dem Stoß. An dieser Stelle soll eine

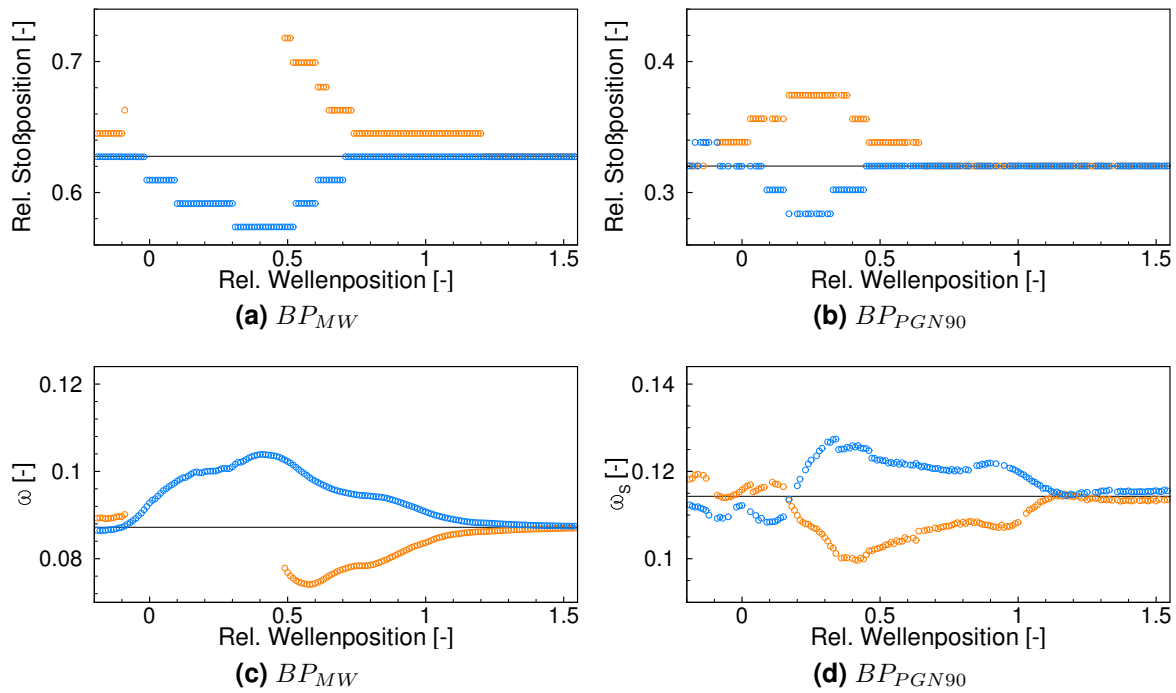
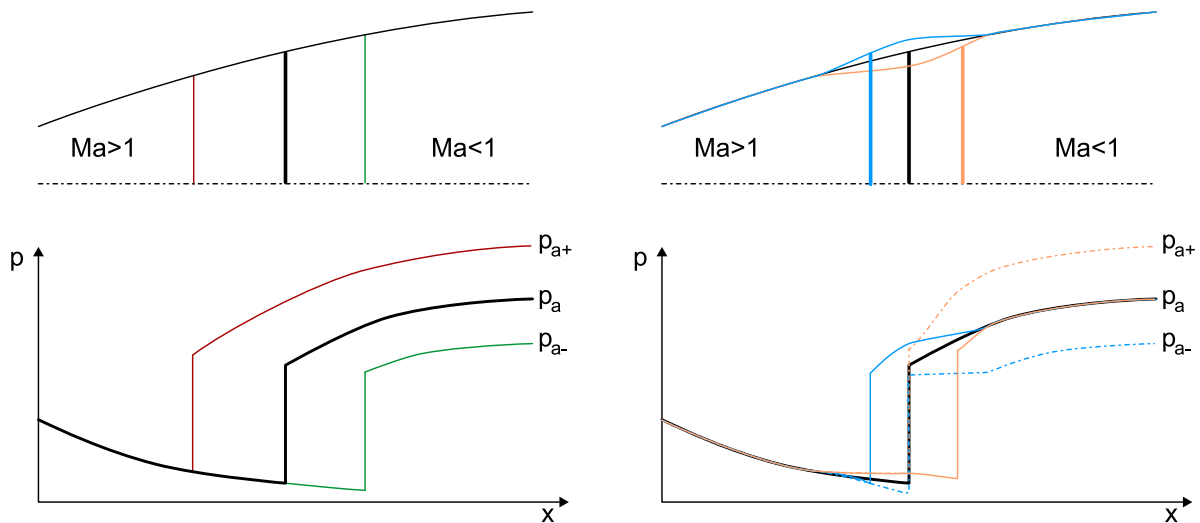


Abbildung 5.30: MISES-Studie zur Veränderung der Stoßposition. Modellierung einer Gehäusewelle durch eine lokale Änderung der Kontraktion in Form des MVDR-Verlaufs über dem Profil. Aufprägung einer skalierten Kosinus-Schwingung (-1), der Breite $0,2 c_{ax}$ und der Amplitude $\Delta MVDR = 0,02$ bei einer Kontraktion über dem Gesamtprofilverlauf von $MVDR = 1,12$.



(a) Veränderung der Stoßposition bei Änderung des Austrittsdrucks

(b) Veränderung der Stoßposition bei Änderung der Diffusorgeometrie

Abbildung 5.31: Diffusoranalgie: Auswirkungen von Austrittsdruck und Geometrie auf die Stoßposition.

ablösungsfreie Strömung angenommen werden. Es ist nun leicht ersichtlich, dass eine nach außen gerichtete Delle im Bereich des Stoßes dazu führt, dass der Druck vor dem Stoß stärker abgesenkt wird und nach dem Stoß der Druck weniger durch Diffusion ansteigt. Es würde ein zu geringer Druck am Austritt erreicht werden $p_{a-} < p_a$, was zu einer Stromaufverschiebung des Stoßes führt, bis der Druck am Austritt des Diffusors p_a entspricht. Für eine nach innen gerichtete Delle folgt analog eine stromabgerichtete

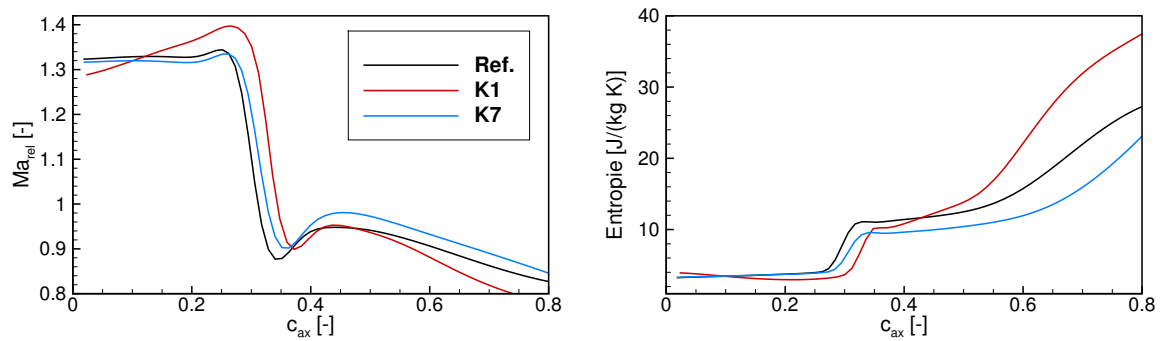


Abbildung 5.32: Machzahl und Entropie entlang einer Linie in der Mitte zweier Schaufeln bei $h_{rel} = 0.9$ im BP_{MW} .

Stoßverschiebung, die sich insbesondere im BP_{PGN90} für K1 beobachten lässt.

Die Stromabverschiebung des Stoßes im BP_{MW} für die Pareto-optimalen Geometrien lässt sich ebenso begründen. Alle diese Geometrien zeigen eine geringere Kontraktion des Gehäuses nach dem Stoß im BP_{MW} (bspw. Abb. 5.22b und 5.22c; siehe auch Abb. 4.24b). Wird eine Linie durch die Passage zwischen zwei Rotorblättern bei $h_{rel} = 0.9$ betrachtet, so zeigt sich die Verschiebung (Abb. 5.32). Für K7 ist zudem eine geringere Stoßintensität aufgrund einer geringeren Vorstoßmachzahl ersichtlich, begünstigt durch eine zusätzliche Kontraktion vor dem Stoß (Abb. 5.22c). K1 weist hingegen eine höhere Vorstoßmachzahl auf, was auf die ungünstigere Gehäusegeometrie für diesen Betriebszustand zurückgeführt werden kann, die eine geringere Kontraktion vor dem Stoß aufweist. Aus dem Verlauf des Entropieanstiegs wird zudem deutlich, welches Ausmaß die Stoß-Wirbel-Interaktion und das sich ausbildende Blockagegebiet auf die Verluste in diesem Bereich der Strömung ausmachen. Für K1 steigt die Entropie verglichen zur Referenz deutlich stärker an, K7 zeigt hingegen einen geringeren Entropieanstieg.

Dies spiegelt sich auch in den radialen Verteilungen am Rotoraustritt wieder und führt zu dem Wirkungsgradanstieg von K7. K3 zeigt in der Gesamtbilanz eine Steigerung der Pumpgrenze bei gleichem maximalem Wirkungsgrad wie die Referenz. Hierbei sollte darauf hingewiesen werden, dass K3 einen Entropiezuwachs nahe dem Gehäuse verzeichnet, ähnlich K7. Dies lässt sich für alle Konturierungen beobachten. Gleichzeitig kann eine radiale Umverteilung der Belastung festgestellt werden, die für K7→K1 zunimmt (Abb. 5.28). So lässt sich der steigende Wirkungsgrad im Bereich von 60-90% h_{rel} fast komplett auf ein steigendes Totaldruckverhältnis zurückführen (Anhang A.3) und nur zu einem geringen Teil auf eine Verlustreduktion.

5.4 Wirkungsweise der optimierten Rotoren

Die optimierten Rotoren zeichnen sich durch eine entlastete Schaufelspitze mit einem stromab verschobenen und in der Intensität reduzierten Stoß aus (Abb. 5.33).¹ Dies

¹Anmerkung: Die ausgeprägten Saugspitzen nahe der Vorderkante beschränken sich auf einen geringen Bereich nahe der Rotorspitze. Sie tragen unwesentlich zu den Gesamtverlusten bei, so dass sie durch den Optimierungsprozess nicht reduziert wurden. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass sich durch geringfügige geometrische Modifikationen eine Reduktion der Saugspitzen erzielen ließe, ohne die im Folgenden diskutierten Ergebnisse zu beeinflussen.

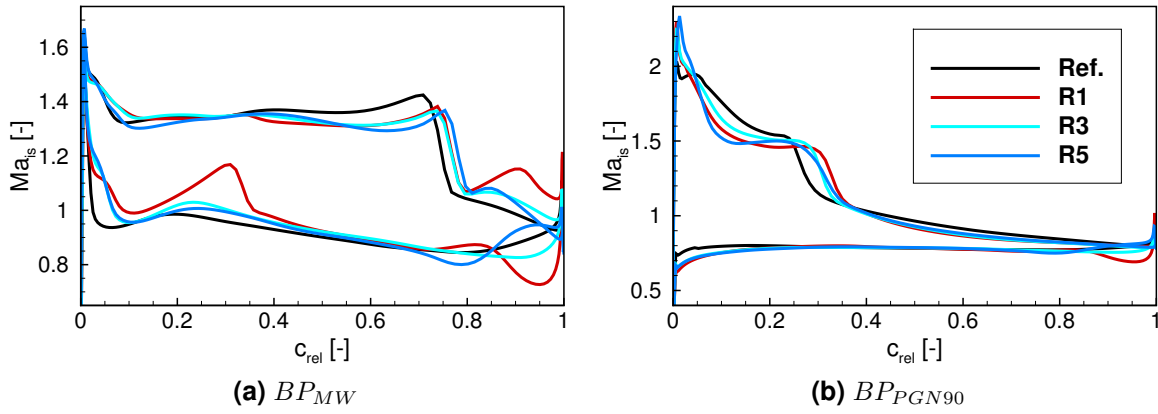


Abbildung 5.33: Veränderung der Stoßposition entlang der Pareto-Front optimierter Rotoren. Isentrope Mach-Zahlen bei $h_{rel} = 95\%$.

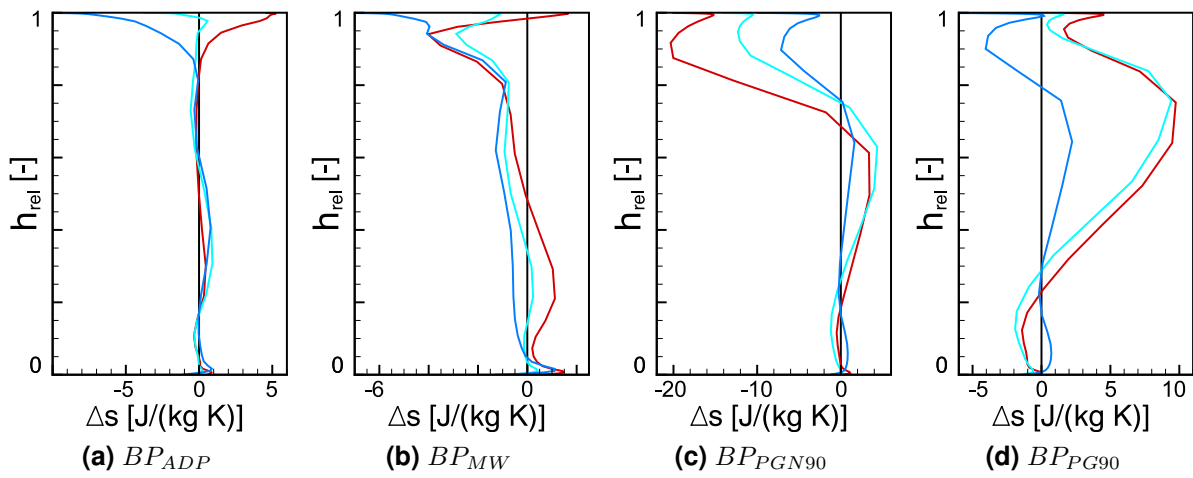


Abbildung 5.34: Entropieverteilung am Rotoraustritt.

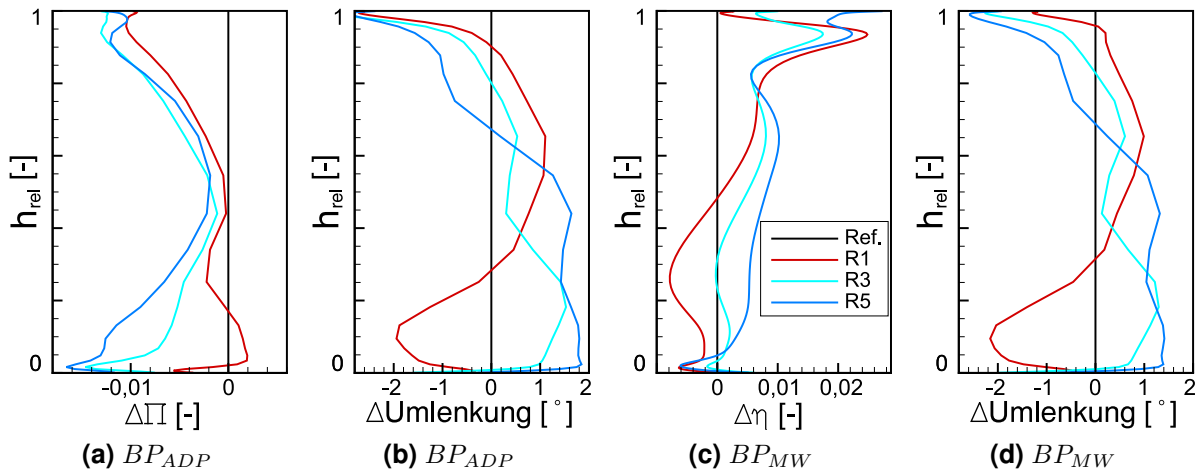


Abbildung 5.35: Druckverhältnis, Umlenkung und Wirkungsgrad im BP_{ADP} bzw. BP_{MW} .

verringert die Intensität der Stoß-Wirbel-Interaktion, das Blockagegebiet und die im Zusammenhang stehenden Sekundärströmungsverluste (Abb. 5.34). So kann sowohl mit Hinblick auf den Wirkungsgrad, als auch bezüglich der Stabilitätsgrenze eine Verbesserung erzielt werden. Die Wirkungsgradgewinne fallen im BP_{MW} besonders deutlich im Bereich des Spaltwirbels, um 90-95% h_{rel} , aus (Abb. 5.35c).

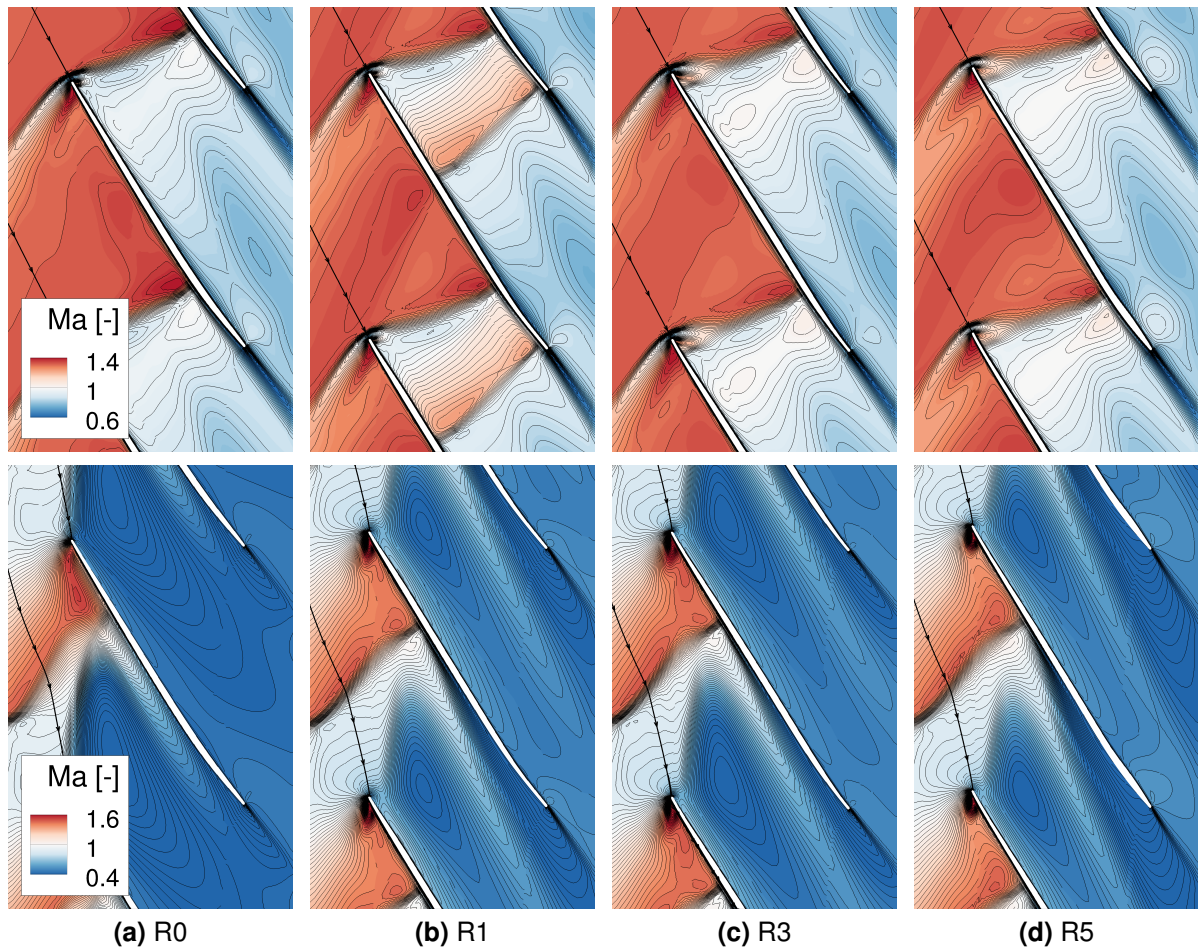


Abbildung 5.36: S1-Schnitt bei $h_{rel} = 0.95$, Ma-Zahl-Konturen und Staupunktstromlinien im BP_{MW} (oben) und BP_{PGN90} (unten).

Hervorgerufen wird die Belastungsreduktion durch eine Kombination mehrerer geometrischer Änderungen gegenüber der Referenzkonfiguration. Im Bereich um $h_{rel} = 85\%$ zeigen die Pareto-optimalen Geometrien eine Erhöhung des Staffelungswinkels. An der Schaufelspitze sind die Profile weniger gewölbt und zeigen zum Teil eine geringfügige positive Krümmung der Saugseite. Hinzu kommt eine leichte Steigerung der Sehnenlänge, wodurch die Vorwärtspfeilung stärker ausgeprägt ist (vgl. Kap. 4.3.4).

Durch diese Änderungen lenkt der Rotor im oberen Drittel weniger um (Abb. 5.35b) und der Druckaufbau im BP_{ADP} fällt geringer aus (Abb. 5.35a). Der reduzierte Druckaufbau kann auf eine verminderte Diffusion aufgrund der geringeren Profilwölbung und eine reduzierte Stoßintensität zurückgeführt werden. Dies wiederum führt zu einem weniger stark ausgeprägten Sekundärströmungsgebiet durch eine geminderte Intensität der Stoß-Wirbel-Interaktion. Das Stufendruckverhältnis bleibt hierbei nahezu unverändert, da der Stator das Defizit des Rotors im Gehäusebereich auszugleichen vermag.

In Abb. 5.37 sind Saugseitengeometrien der obersten Konstruktionsprofile dargestellt. Für R1 lässt sich eine positive Krümmung im vorderen Bereich erkennen, was sich in einer Ma-Zahl-Reduktion im angedrosselten Betriebspunkt BP_{PGN90} widerspiegelt (Abb. 5.36, unten). Auf der anderen Seite der Pareto-Front lässt sich für R5 eine positive Krümmung im hinteren Rotorbereich erkennen, wodurch eine Ma-Zahl-Reduktion vor dem Stoß im entdrosselten Betriebspunkt BP_{MW} erzielt wird (Abb. 5.36, oben).

Die Unterschiede zwischen den optimierten Rotoren entlang der Pareto-Front sind über

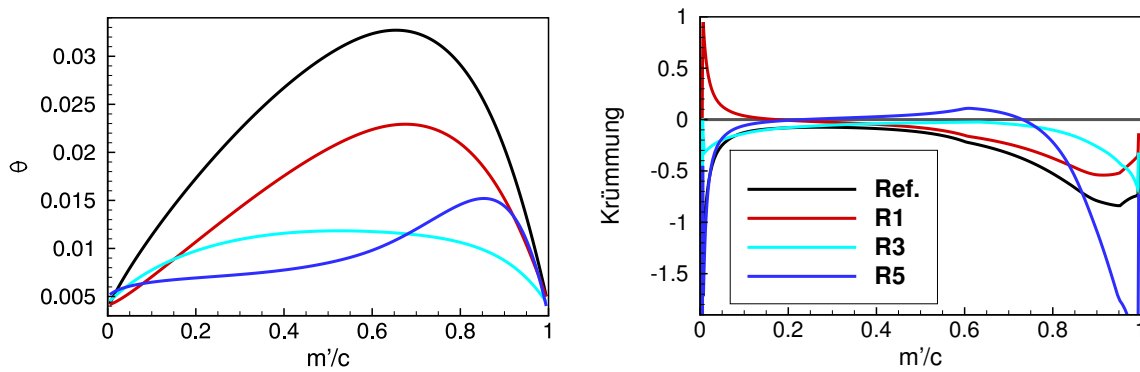


Abbildung 5.37: Saugseitengeometrien der obersten Konstruktionsprofile.

die gesamte radiale Schaufelhöhe erkennbar. Für R1 ist die Rotorspitze im BP_{MW} besonders deutlich entlastet. Neben dem Kopfstoß tritt ein Passagenstoß auf (Abb. 5.33a und 5.36 oben). Allgemein zeigen Rotoren mit höchstem maximalem Wirkungsgrad ($R4 \rightarrow R5$) im BP_{MW} ein Stoßmuster, bei dem sich der Passagenstoß gerade mit dem Kopfstoß vereint hat. Rotoren, die eine höhere Pumpgrenze erzielen ($R1 \rightarrow R3$) sind in diesem Betriebspunkt im Schaufelspitzenbereich etwas weniger androsselt, so dass der Passagenstoß noch ausgebildet ist (Abb. 5.36 oben). Hierbei zeigt sich der erforderliche Kompromiss für das Erreichen eines höheren Stabilitätsbereichs in Bezug auf den Wirkungsgrad. Typischerweise werden die geringsten Verluste bei einem transsonischen Rotor erreicht, sobald er beim Androsseln aus dem Sperren kommt und der Passagenstoß mit dem Kopfstoß verschmilzt. Dies ist für die Rotoren, die einen höheren Wirkungsgrad erzielen der Fall ($\rightarrow R5$). Steht hingegen ein erweiterter Stabilitätsbereich im Vordergrund ($\rightarrow R1$), so ist ein im BP_{MW} an der Rotorspitze noch weiter entdrosselt laufender Rotor vorteilhaft, der sich weiter androsseln lässt. Dies macht sich in höheren Verlusten nahe der Rotorspitze im BP_{ADP} bei R1 bemerkbar (Abb. 5.34a).

Im androsselten Zustand lässt sich hingegen eine deutliche Reduktion der Verluste im oberen Rotordrittel durch die optimierten Rotoren im Vergleich zur Referenz R0 ausmachen (Abb. 5.34c). Diese Reduktion nimmt entlang der Pareto-Front für Rotoren mit höheren Stabilitätsgrenzen ($R5 \rightarrow R1$) zu. Mit Erreichen der jeweiligen Stabilitätsgrenze nähern sich die Differenzen der Entropie im Rotorspitzenbereich zwischen den Konfigurationen wieder an (Abb. 5.34d), so dass alle Konfigurationen an der Stabilitätsgrenze ähnliche Verluste im Rotorspitzenbereich aufweisen. Dies könnte auf einen ähnlichen Versagensmechanismus im Bereich der Rotorspitze hindeuten.

Werden Iso-Flächen der Axialgeschwindigkeit im letzten stabilen Betriebspunkt bei verschiedenen Konfigurationen betrachtet (Abb. 5.38), so kann festgestellt werden, dass das Blockagegebiet aufgrund der Stoß-Wirbel-Interaktion ein identisches Ausmaß angenommen hat und die Passage im Schaufelspitzenbereich blockiert. Zudem lässt sich bei den optimierten Rotoren ein ausgeprägtes Gebiet niederenergetischer Strömung hinter dem Stoß entlang eines Großteils des Rotors erkennen. Da der Stoß nahe der Stabilitätsgrenze hohe Vorstoßmachzahlen erreicht, findet eine deutliche Verzögerung über den Stoß statt (Abb. 5.39), die in diesen Gebieten geringer Axialgeschwindigkeit zum Ausdruck kommt. Aufgrund von Trägheitskräften werden diese Gebiete niederenergetischer Strömung nach außen transportiert und sammeln sich im hinteren Bereich der Schaufelspitze, wodurch die Strömung nicht mehr dem Profil folgen kann. Dies belastet die Schaufelspitze zusätzlich. Da bei allen optimierten Rotoren beim Er-

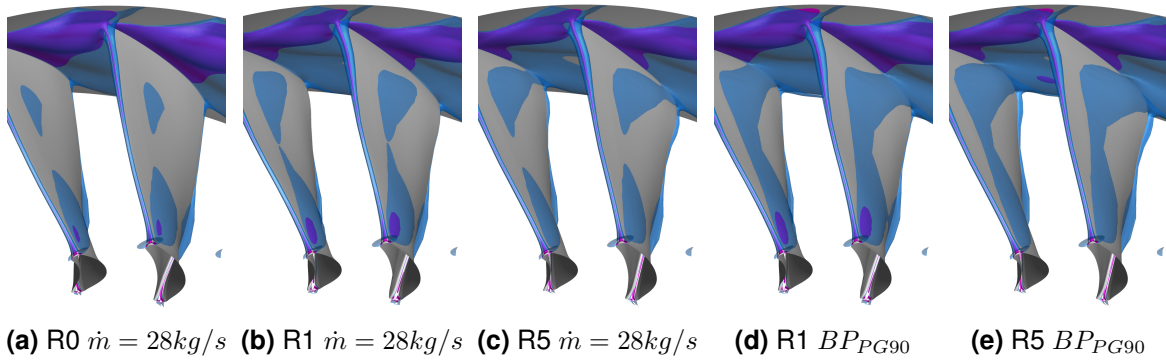


Abbildung 5.38: Isoflächen der Axialgeschwindigkeit als Hinweis für Blockage und Ablösungen. $v_x = 0\text{m/s}$ (lila), $v_x = 50\text{m/s}$ (blau); R0 im letzten konvergierten Betriebspunkt (a). R1 und R5 bei entsprechendem Massenstrom BP_{PGN90} (b,c) und im letzten stabilen Betriebspunkt BP_{PG} (d,e).

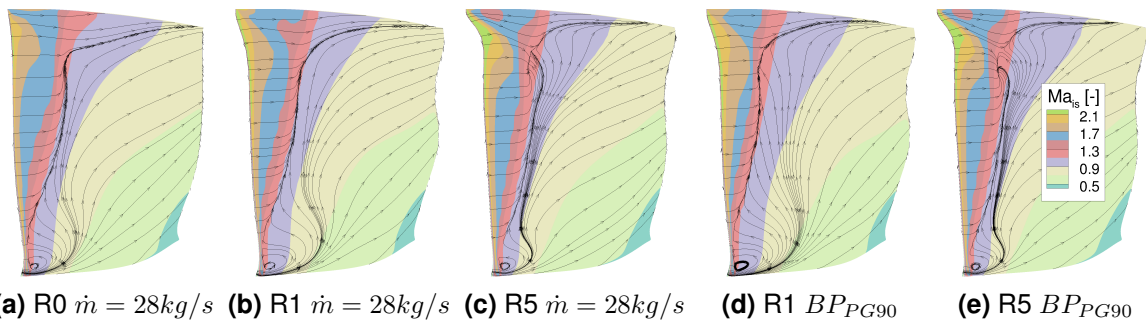


Abbildung 5.39: Isentrope Machzahl und numerische Streichlinien; R0 im letzten konvergierten Betriebspunkt (a). R1 und R5 bei entsprechendem Massenstrom BP_{PGN90} (b,c) und im letzten stabilen Betriebspunkt BP_{PG} (d,e).

reichen der Stabilitätsgrenze eine Ablösung im hinteren Bereich auftritt, kann die Akkumulation des niederenergetischen Fluids als wesentlicher Faktor beim Erreichen der Stabilitätsgrenze angesehen werden. Auch bei Umfangsnutenkonfigurationen die besonders effektiv die Pumpgrenze erweitern, lässt sich dieses Phänomen beobachten (Abb. 5.4).

Aufgrund der Belastungsreduktion der Schaufelspitze und des so gewonnenen Arbeitsbereichs kommt demnach bei den optimierten Rotoren ein zusätzliches Phänomen beim Erreichen der Stabilitätsgrenze zum Tragen, das seinen Ursprung bei tiefer liegenden Schaufelschnitten hat. Neben der Stoß-Wirbel-Interaktion hat für die optimierten Rotoren auch die niederenergetische Strömung hinter dem Stoß entlang der gesamten Schaufel einen wesentlichen Einfluss auf die Stabilitätsgrenze.

Die Rotoren können daher bezüglich der Stabilitätsgrenze als in radialer Richtung ausgewogener ausgelegt beschrieben werden. Dies erklärt, weshalb die Sehnenlänge entlang der Pareto-Front für R1→R5 abnimmt. Da die Stabilität der Schaufelspitze für R1→R5 abnimmt, können tiefer liegenden Schaufelschnitte höher belastet sein und eine geringere Sehnenlänge aufweisen, wodurch die Profilverluste reduziert werden.

	RA	RB	RA+UN	RB+UN
η_{max} [%]	87,6	88,1	87,5	88,0
PGK_i [-]	41	46	46	46

Tabelle 5.1: Pumpgrenzkriterium und max. Wirkungsgrad ausgewählter Rotoren (Abb. 4.33) und in Kombination mit UN1-M1-11110.

5.5 Abhängigkeit des CT-Potentials vom Rotor

In den numerischen Studien hat sich eine Abhängigkeit der Effektivität von Umfangsnuten als auch Axial-CTs vom Referenzrotor gezeigt. Umfangsnuten die an einem Rotor eine Steigerung der Pumpgrenze bewirkten, zeigen an einem anderen keinen Effekt. Axial-CTs können in nahezu allen untersuchten Konstellationen einen positiven Effekt auf die Stabilität erzielen, der jedoch in seiner Ausprägung ebenfalls vom Rotor abhängt.

Für die unterschiedliche Effektivität eines CTs bei der Erweiterung der Pumpgrenze in Abhängigkeit des Rotors sind folgende Fälle denkbar:

- Der Rotor ist nicht Tip-kritisch oder die radiale Abstimmung des Rotors bezüglich des Stabilitätsbereichs ist nahezu ausgeglichen, so dass eine Erweiterung der Stabilität an der Schaufelspitze unmittelbar zu einem Versagen aufgrund von Strömungsphänomenen bei tiefer liegender Schaufelschnitte und ähnlichem Pumpgrenzabstand führt. Die Analyse der Pareto-optimalen Rotoren im vorherigen Kap. 5.4 hat eine Tendenz in diese Richtung gezeigt.
- Das CT wirkt nicht wie vorgesehen, da die strömungsmechanischen Voraussetzungen nicht gegeben sind, wie beispielsweise ein erforderlicher Druckunterschied, der die Strömung durch das CT antreibt.
- Der durch das CT hervorgerufene Mechanismus ist bereits ausgereizt.

5.5.1 Umfangsnuten in Kombination mit verschiedenen Rotoren

Verglichen werden zwei Rotoren, RA und RB (in Abb. 4.33 hervorgehoben) und Kombinationen dieser Rotoren mit einem Umfangsnuten-CT bestehend aus vier Umfangsnuten, UN-M1-11110 (Kap. 4.3.2 und Tab. B.4). Rotor RB weist im Gegensatz zu RA einen weiteren Stabilitätsbereich auf, der sich durch Umfangsnuten nicht erweitern lässt (Tab. 5.1).

Ein Vergleich der Isentropen Machzahlen auf den Schaufeloberflächen im pumpgrenznahen Betriebspunkt BP_{PGN90} (Abb. 5.40) zeigt, dass RB im Vergleich zu RA im Schaufelspitzenbereich einen stromab verschobenen Stoß und geringere Machzahlen aufweist. In Kombination mit Umfangsnuten kann eine Reduktion der Vorstoßmachzahl für beide Rotoren festgestellt werden. In Abb. 5.41 sind die Profilmachzahlen nahe der Rotorspitze dargestellt. Hierbei wird deutlich, wie die Belastung durch die Umfangsnuten reduziert wird. Da RA höher belastet ist, besteht ein größeres Potential die Belastung durch eine Reduktion der Vorstoßmachzahl zu reduzieren. Eine wichtige Auswirkung der Belastungsreduktion ist eine Veränderung des Spaltströmungswinkels ζ (Abb. 5.42), was tendenziell eine geringere Blockage zur Folge hat. RB zeigt bereits einen deutlich geringeren Spaltströmungswinkel, so dass eine Reduktion durch Umfangsnuten geringer ausfällt, als bei RA.

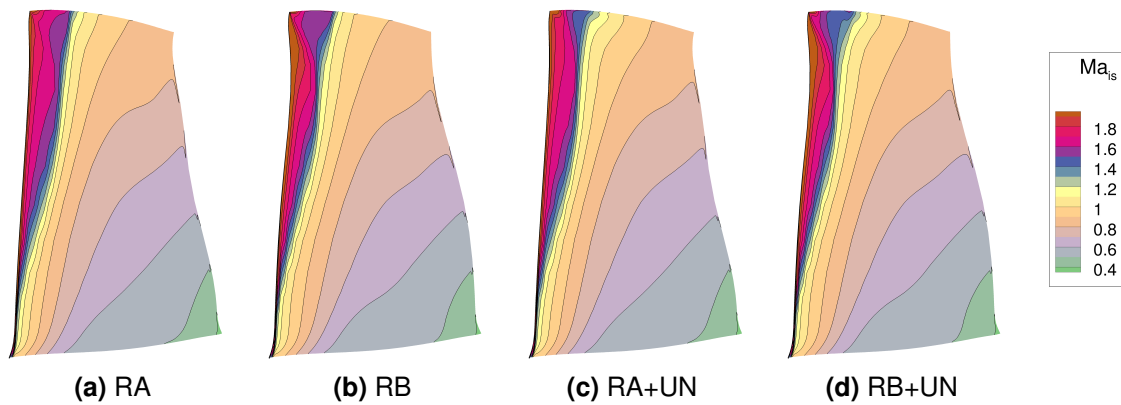


Abbildung 5.40: Isentrope Machzahl im pumpgrenznahen Betriebspunkt BP_{PG90} .

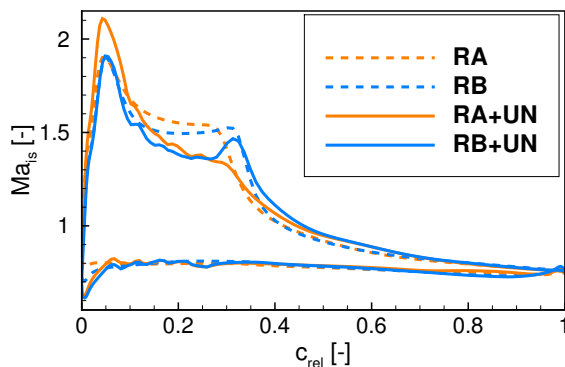


Abbildung 5.41: Profilmachzahl nahe der Rotorspitze im BP_{PG90} .

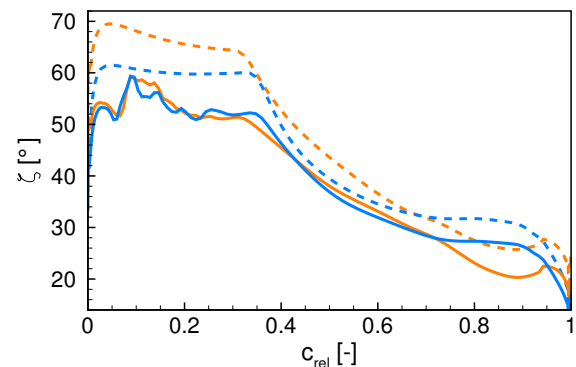


Abbildung 5.42: Spaltströmungswinkel ζ im BP_{PG90} .

Der Einfluss auf die Strömung infolge der Rotoroptimierung zeigt demnach bei RB ähnliche Auswirkungen, wie Umfangsnuten, insbesondere eine geringere Belastung der Schaufelspitze. RB weist kein Potential mehr auf, durch Umfangsnuten hinsichtlich einer Stabilitätsenerweiterung weiter verbessert zu werden.

5.5.2 Axial-CTs in Kombination mit verschiedenen Rotoren

Die optimierten Rotoren R1 und R5 repräsentieren die beiden möglichen Extreme der Optimierung hinsichtlich maximaler Wirkungsgradsteigerung (R5) und maximalem Stabilitätsbereich (R1). In Kombination mit Axial-CTs werden annähernd gleiche Stabilitätsbereiche erzielt. R5 zeigt daher ein deutlich größeres Potential zur Steigerung der Stabilität, jedoch ebenfalls größere Einbußen im Wirkungsgrad. Insgesamt entsteht jedoch ein Vorteil bei der Kombination von Axial-CTs mit R5.

In Abb. 5.43a sind radiale Verteilungen des Wirkungsgrads im BP_{MW} für R0, R1 und R5 ohne CT sowie mit Axial-CT dargestellt. Es zeigt sich, dass R5 einen deutlich höheren Wirkungsgrad entlang des Großteils der radialen Höhe aufweist. Abb. 5.43b zeigt für AxCT3 und 5.43c für AxCT1 die Wirkungsgraddifferenz im BP_{MW} für den Fall mit und ohne CT. Die CTs bewirken eine deutliche Wirkungsgradreduktion im Gehäusebereich. Darüber hinaus variiert der Wirkungsgrad auf den tiefer liegenden Schnitten, hervorgerufen durch eine radiale Umverteilung der Strömung durch das CT. R5 zeigt hier ein deutlich ausgeprägteres Wirkungsgraddefizit, auch auf den tiefen Schaufelschnitten, wohingegen bei R1 geringere Einbußen und zum Teil Wirkungsgradsteige-

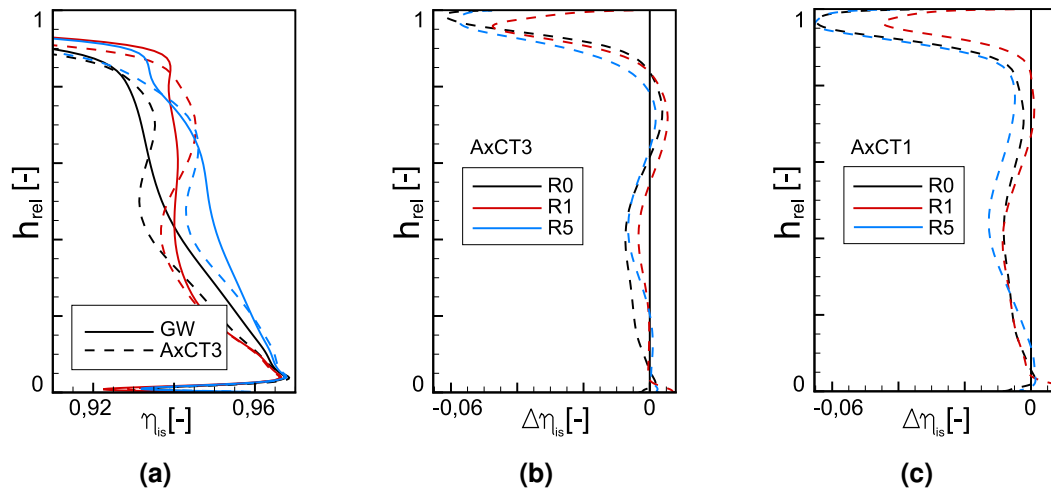


Abbildung 5.43: Wirkungsgrad in BP_{MW} ; (a): Vergleich Rotor ohne CT (GW) mit AxCT3 für Rotor R0, R1, R5; (b): Differenzplots für Fall (a) mit AxCT3; (c): Differenzplots für AxCT1.

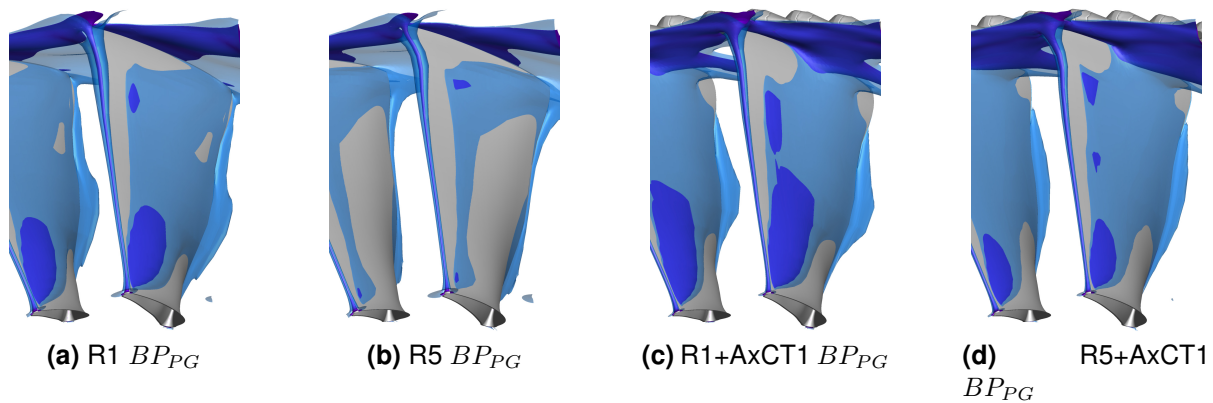


Abbildung 5.44: Iso-Flächen der Axialgeschwindigkeit 0m/s (dunkel) und 50m/s (hell) für R1 und R5 im BP_{PG90} ohne CT (links) und mit AxCT1 (rechts). Zeitliches Mittel.

rungen (Abb. 5.43b ca. 60-80% m_{rel}) zu beobachten sind. Es kann gefolgert werden, dass der auf maximalen Wirkungsgrad optimierte R5 auf nahezu allen radialen Höhen nahe des Wirkungsgradoptimums läuft. Eine radiale Umverteilung durch ein CT führt daher zu größeren Wirkungsgradeinbußen.

R1 ist dagegen vornehmlich bezüglich der Stabilität optimiert, was sich unter anderem in einer weiter entlasteten Rotorspitze manifestiert. Im Gegenzug werden die tiefer liegenden Schnitte beim Androsseln höher belastet. In Kap. 5.2 wurde bereits auf die starke Verzögerung der Strömung hinter dem Stoß auf R1 bei tiefer liegenden Schnitten hingewiesen, die einen Transport niederenergetischen Fluids in radialer Richtung zur Folge hat und zu einer Blockagezunahme sowie Ablösung der Strömung im hinteren Rotorspitzenbereich führt.

Dieses Phänomen zeigt sich ebenso bei zeitgenauer Simulation (Abb. 5.44). Bei der Applikation eines Axial-CTs ist es auch für Rotor R5 zu beobachten. Durch eine Entlastung der Rotorspitze lässt sich R5 weiter androsseln, so dass die tiefer liegenden Schnitte höher belastet werden und es ebenfalls zu einer Ansammlung niederenergetischen Fluids im hinteren Rotorspitzenbereich und einer Ablösung kommt. Auf diesen Bereich haben die nahe der Vorderkante platzierten Axial-CTs keinen direkten Einfluss.

Da trotzdem eine Stabilitätssteigerung auch für Rotoren beobachtet werden kann, die

eine deutliche Ausprägung dieses Phänomens aufweisen, wie R1, kann gefolgert werden, dass das Versagen des Rotors durch ein Zusammenspiel der Effekte im vorderen Rotorbereich als auch der Blockage im hinteren Rotorbereich entsteht. Eine Entlastung der Schaufelspitze durch eine Reduktion der Blockage und Energetisierung der Strömung nahe der Vorderkante durch CTs kann daher eine Erweiterung der Stabilität auch in Fällen bewirken, die eine deutliche Ablösung im hinteren Rotorspitzenbereich aufweisen. Die Effektivität ist jedoch beschränkt.

So lässt sich auch begründen, weshalb letztendlich alle Kombinationen von Rotoren mit dem effektivsten Axial-CT AxCT1 einen ähnlichen Stabilitätsbereich erreichen, obwohl die zugrunde liegenden Rotoren für sich genommen sehr unterschiedliche Stabilitätsbereiche aufweisen.

6 Diskussion

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass verschiedenen Maßnahmen zur Stabilitätssteigerung ähnliche Veränderungen der gehäusenahen Strömung bewirken, jedoch in unterschiedlicher Ausprägung. In Abb. 6.1 sind für ausgewählte Geometrien der Optimierungen anhand von isentroper Machzahl und Spaltströmungswinkel ζ die Gegebenheiten nahe der Rotorspitze im BP_{PGN90} dargestellt. Im Vergleich zur Referenz (R0) ist zum einen eine unterschiedlich stark ausgeprägte Entdrosselung der Rotorspitze mit einer Stromabverschiebung des Stoßes erkennbar (Abb. 6.1a). Zum anderen kann, ebenfalls in unterschiedlicher Ausprägung, eine Reduktion des Austrittswinkels der Spaltströmung im Vorderkantenbereich beobachtet werden (Abb. 6.1b). Damit verbunden ist eine Abnahme der negativen Axialgeschwindigkeit im Vorderkantenbereich, was zu einem Spaltwirbel mit einem geringeren Geschwindigkeitsdefizit im Kern führt. Hierdurch und durch die erhöhte Lauflänge bis zum Stoß wird die Stoß-Wirbel-Interaktion reduziert und eine Abnahme des Blockagegebiets erreicht.

Umfangsnuten und Axial-CTs mindern die Blockage darüber hinaus, indem sie gehäusenahes Fluid im Rotorspitzenbereich mit hoher negativer Axialkomponente aus dem Hauptströmungskanal abführen. Zudem kann die Ausblasung aus den CTs im Bereich der Spaltwirbelentstehung die Wirbelausprägung reduzieren und die Strömung energetisieren. Ähnliches bewirkt eine Beschleunigung der subsonischen Spaltströmung durch eine zusätzliche Gehäusekontraktion im Vorderkantenbereich.

Die Beobachtungen sind somit im Einklang mit den Erwartungen, die an stabilitätssteigernde Maßnahmen in Kap. 4.1.4 nach der Untersuchung des Versagensverhaltens von Rig250 (Kap. 4.1.3) formuliert wurden.

Mit zunehmender Erweiterung der Stabilität gewinnen Strömungseffekte, die ihren Ursprung nicht im Rotorspitzenbereich haben an Einfluss. Es hat sich gezeigt, dass nahe der Stabilitätsgrenze niederenergetisches Fluid hinter dem Stoß von tiefer liegenden

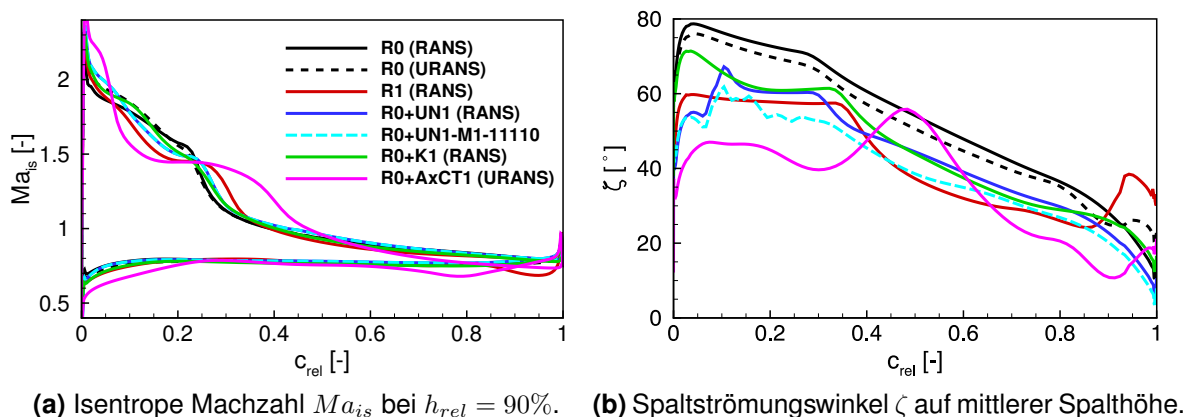


Abbildung 6.1: Strömungsgegebenheiten in Gehäusenähe im BP_{PGN90} .

Schaufelschnitten radial nach außen wandert, wodurch es zu einer Aufdickung der Grenzschicht mit Anzeichen von Ablösungen im hinteren Rotorspitzenbereich kommt. Dies lässt sich insbesondere für Rotoren, die für hohe Stabilität optimiert wurden beobachten und kann mit einer besseren radialen Abstimmung hinsichtlich maximaler Stabilität begründet werden (Kap. 5.5.2). Einer Stabilitätssteigerung mit CTs werden durch dieses Phänomen Grenzen gesetzt, da die optimierten CTs aufgrund ihrer Positionierung nahe der Vorderkante nur auf Phänomene im Vorderkantenbereich wirken. Trotzdem kann durch Axial-CTs auch in Kombination mit optimierten Rotoren eine deutliche Stabilitätssteigerung erzielt werden. Bezüglich des Wirkungsgrads haben sich durch die Applikation von CTs keine direkten Vorteile gezeigt. Um einen möglichst hohen Stufenwirkungsgrad zu erzielen ist demnach eine Rotoroptimierung ohne den Einsatz von CTs zu präferieren.

Dies lässt vermuten, dass CTs bei der Auslegung zukünftiger Verdichter nur indirekt dazu beitragen könnten höhere Wirkungsgrade zu erzielen (vgl. Kap. 2.1.3), indem die stabilitätssteigernde Wirkung der CTs genutzt wird, um Auslegungen zu ermöglichen, die einen höheren Wirkungsgrad aufweisen, beispielsweise aufgrund einer reduzierten Schaufelzahl, jedoch ohne CTs eine ungenügende Stabilitätsreserve aufweisen. Hierfür müssten die zusätzlichen aerodynamischen Verluste des CTs durch die Wirkungsgradsteigerung aufgrund einer neuartigen Verdichterauslegung überkompensiert werden.

Die Beurteilung, ob eine solche Vorgehensweise mit CTs einer Auslegung ohne CTs vorzuziehen ist, kann nur durch komplexe Untersuchungen mit einer erweiterten systemischen Betrachtung und der Berücksichtigung zusätzlicher Aspekte, wie Bauraum und Gewicht erfolgen. Dabei ist der in dieser Arbeit berücksichtigte Parameterraum bereits deutlich größer als in bisherigen Studien. So wird unter anderem durch die Rotoroptimierung eine Abhängigkeit der CT-Wirkungsweise vom Rotor berücksichtigt. In Zukunft sollte die Betrachtung um weitere geometrische Merkmale ergänzt werden, um deren Einfluss zu berücksichtigen. Hierzu zählt die Spalthöhe, die in dieser Arbeit konstant gehalten wurde. Entwicklungstrends zu kleineren Kerntriebwerken und damit größeren relativen Spalthöhen könnten den Einsatz von CTs begünstigen [Hah (2018)]. Gleiches gilt für hochbelastete Stufen, da die Wirkung von CTs vom Druckaufbau an der Schaufelspitze, als treibende Kraft der Strömung durch das CT abhängt. Auch der Stator sollte in größerem Maße berücksichtigt werden, um eine Anpassung auf eine radiale Umverteilung der Strömung zu ermöglichen, die sich durch Axial-CTs und eine Rotoroptimierung zeigen kann. In dieser Arbeit blieben zudem mögliche Schaufelschwingungsanregungen durch CTs [Brandstetter u. a. (2016)], sowie Aspekte der Fertigbarkeit und Integrierbarkeit der CTs unberücksichtigt.

Das Ergebnis dieser Arbeit und die hieraus gewonnen Erkenntnisse zeigen vor allem die mögliche grundsätzliche Vorgehensweise bei der Auslegung zukünftiger Verdichter unter Berücksichtigung von CTs als zusätzlichen Freiheitsgrad auf und unterliegen im jeweiligen konkreten Anwendungsfall verschiedenen zu berücksichtigenden Einflüssen, die sich auf eine Entscheidung für oder wider eines CTs auswirken können.

7 Zusammenfassung & Ausblick

CTs haben in diversen Studien ihr Potential zur Erweiterung der Stabilitätsgrenze demonstriert. Der Wirkungsgrad im Auslegungspunkt konnte dabei mitunter konstant gehalten oder sogar gesteigert werden, was auf eine Überkompensation der zusätzlichen CT-Verluste durch eine Reduktion von Randzonenverlusten zurückgeführt werden kann. Für Verdichter mit hohem Wirkungsgradniveau und geringen Verlusten ist es fraglich, ob sich ein wirkungsgradneutraler Einsatz von CTs realisieren lässt, da das Potential zur Verlustreduktion und damit Überkompensation der zusätzlichen CT-Verluste gering ist. Es stellt sich die grundsätzliche Frage, ob für neue Auslegungen von Verdichtern, bei Einhaltung der geforderten Kennfeldbreite, mit dem zusätzlichen Freiheitsgrad eines CTs ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden kann, als ohne.

In dieser Arbeit wurde eine Methode aufgebaut, die es gestattet, automatisiert Optimierungen und Parameterstudien mit genauer Bestimmung der numerischen Stabilitätsgrenze durchzuführen, auch unter Einsatz zeitgenauer CFD (URANS). Hierfür kommen moderne Optimierungsverfahren zum Einsatz, die einen Multi-Fidelity-Ansatz mit Co-Kriging Ersatzmodellen beinhalten. In diesem Zusammenhang wurden Parametrisierungskonzepte für Umfangsnuten und Axial-CTs entwickelt, inklusive einer automatisierten strukturierten bzw. unstrukturierten Vernetzung. Zur Ermittlung der Stabilitätsgrenze wurde ein iteratives Verfahren implementiert, das eine deutlich genauere Bestimmung der numerischen Stabilitätsgrenze innerhalb einer Optimierung gestattet, als bisher. So wird es möglich, umfangreiche Studien zur Stabilitätserweiterung und Wirkungsgradsteigerung durchzuführen.

Für die Stufe 1 des DLR-Rig250 wurden Studien zu Axial-CTs, Umfangsnuten, dem Rotor und der Gehäusekontur durchgeführt. Dabei wurden die Geometrien sowohl einzeln als auch simultan unter Freigabe einer hohen Zahl an Geometrieparametern für Rotor, Gehäuse und CT optimiert. Die Effektivität der Modifikationen hinsichtlich Stabilitätserweiterung und Wirkungsgradsteigerung konnte durch diese Vorgehensweise direkt verglichen werden. Auch Kombinationen, wie die eines CTs mit unterschiedlichen Rotoren, wurden untersucht, um den Einfluss des Rotors auf die Wirkweise eines CTs zu ermitteln.

Mit Hilfe einer Analyse der Optimierungsdatenbanken und besonders der Pareto-optimalen Geometrien wurden die wesentlichen geometrischen Merkmale der optimierten Geometrien identifiziert und deren Relevanz zur Erzeugung der beobachteten aerodynamischen Effekte, die zu einer Stabilitätserweiterung bzw. Wirkungsgradsteigerung führen, beurteilt. Zu diesen aerodynamischen Effekten zählt eine Abnahme des Spaltströmungswinkels nahe der Vorderkante und eine Entdrosselung der Rotorspitzenprofile. Dies führt durch eine Beeinflussung des Spaltwirbels und der Lauflänge des Spaltwirbels bis zum Stoß zu einer Reduktion der Stoß-Wirbel-Interaktion und des Blockagegebiets im Schaufelspitzenbereich. CTs sind in der Lage durch Absaugung und Einblasung das Blockagegebiet weiter zu reduzieren und zusätzlichen Einfluss

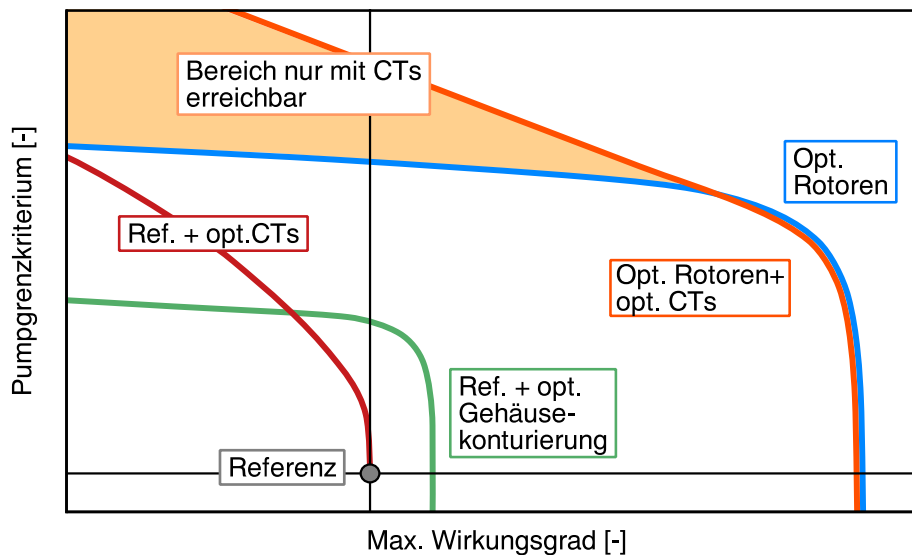


Abbildung 7.1: Schematischer Vergleich der untersuchten Maßnahmen zur Stabilitätsverbreiterung. Farbige Fläche: Nur durch Konfigurationen mit CTs erreichbar.

auf den Spaltwirbel auszuüben.

Wesentliche Ergebnisse mit Hinblick auf die Fragestellung, ob CTs einen Vorteil bei der Neuauslegung eines Verdichters bieten, sind in Abb. 7.1 schematisch dargestellt und lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Es wurden keine Geometrien mit CTs gefunden, die gegenüber den optimierten Rotoren ohne CTs einen erweiterten Stabilitätsbereich bei gleichzeitig besserem Wirkungsgrad zeigen.
- Mit Axial-CTs lassen sich deutliche Erweiterungen des Stabilitätsbereichs erzielen, die darüber hinaus gehen, was durch eine Optimierung des Rotors erreichbar ist (farbige Fläche in Abb. 7.1).

Hierdurch werden zwei mögliche Zielrichtungen für die Auslegung aufgezeigt. Soll der Wirkungsgrad einer Verdichterstufe direkt verbessert werden, ist eine Rotoroptimierung ohne CTs einem Konzept mit CTs vorzuziehen. Für die Neuauslegung eines Verdichters kann grundsätzlich auch eine Option mit CT in Betracht gezogen werden. Es besteht die Möglichkeit, dass sich durch CTs indirekt ein Vorteil bei Einhaltung der erforderlichen Kennfeldbreite erzielen lässt, indem die stabilitätsverbreiternde Wirkung des CTs genutzt wird, um Auslegungen mit höherem Wirkungsgrad zu realisieren, die ohne CTs die Stabilitätsanforderungen nicht erfüllen würden. Erste Untersuchungen in diese Richtung wurden bereits durchgeführt [Grothe u. Becker (2018); Inzenhofer (2018)]. Der Nachweis, ob eine solche Vorgehensweise tatsächlich zu einem besseren Gesamtkonzept führen kann, ist jedoch äußerst komplex und wurde bisher nicht erbracht. Dies könnte durch zukünftige Optimierungsstudien geschehen, die in ihrer Komplexität und dem betrachteten Parameterraum bisherige Untersuchungen jedoch weit übertreffen müssten.

In diesem Zusammenhang stellt beispielsweise die Erhöhung des Teilungsverhältnisses t/l eine Möglichkeit dar, indirekt einen Wirkungsgradvorteil zu erlangen. Aufgrund der höheren Totaldruckverhältnisse für Stufen mit Axial-CTs könnte auch eine Reduktion der Stufenzahl bei gleichzeitig höherer Stufenbelastung in Betracht gezogen werden. Bei Flugtriebwerken spielt zudem das Gewicht eine entscheidende Rolle. Soll-

te sich durch CTs die Rotorscheufelzahl reduzieren lassen, so könnte die Gewichtseinsparung trotz geringerem Verdichterwirkungsgrad zu einem reduzierten Brennstoffverbrauch führen.

Ein CT kann daher eine Rolle spielen, wenn für eine Stufe eine höhere Stabilität wichtiger ist als ein maximaler Stufenwirkungsgrad und diese Stabilitätsenerweiterung der Stufe in einem Wirkungsgradvorteil des Gesamtsystems zum Tragen kommt.

A Definitionen und Herleitungen

A.1 Begriffe aus dem Bereich der Optimierung

Mathematisch lässt sich ein multikriterielles Optimierungsproblem wie folgt definieren:
Sei

$$F(X) = (f_1(a), \dots, f_q(a)), a \in A \quad (\text{A.1})$$

ein multikriterielles Optimierungsproblem mit $A = \{a \in R^n | g_i(a) \leq 0, i = 1, \dots, m\}$, $f_j : R^n \rightarrow R, j = 1, \dots, q$ und $g_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$.

Für die Beschreibung der Optimierungen sind folgende Begriffe wichtig:

Zielfunktion/Fitnessfunktion f : Ziele der Optimierungen werden in Form von Zielfunktion formuliert, bspw. Wirkungsgrad und Pumpgrenzabstand. Die Funktionen werden so definiert, dass sie ein Minimierungsproblem darstellen.

Nebenbedingung: Mit Nebenbedingungen werden Restriktionen in Form zulässiger Intervalle formuliert, bspw. ein Massenstromintervall.

Freier Parameter/Variable: Die das Optimierungsproblem beschreibenden Parameter (a_1, \dots, a_n) im n -dimensionalen Raum, bspw. ein Satz von n Schaufelparametern.

Ergebnisgröße: In einer technischen Anwendung, wie einer aerodynamischen Optimierung, werden mit Hilfe einer Prozesskette unter Einsatz verschiedener Simulationsverfahren für einen Tupel freier Parameter (a_1, \dots, a_n) diverse Ergebnisgrößen gewonnen. Dies sind bspw. die Ergebnisse von CFD-Simulationen und einer weitergehenden Datenauswertung. Aus den Ergebnisgrößen können dann die Zielfunktionen und Nebenbedingungen berechnet werden.

Member/Individuum: Ein Tupel freier Parameter $a = (a_1, \dots, a_n)$ mit den zugeordneten Ergebnisgrößen (e_1, \dots, e_j) , sowie Zielfunktionswerten (z_1, \dots, z_k) und Nebenbedingungen (n_1, \dots, n_l) . Anschaulich handelt es sich im Kontext dieser Arbeit um Geometrien bzw. Entwürfe mit den zugehörigen Simulationsergebnissen.

Pareto-Optimal: Ein Individuum a^1 einer Optimierung dominiert ein anders Individuum a^2 derselben Optimierung, wenn $f_i(a^1) \leq f_i(a^2) \forall i = 1, \dots, q$ und $\exists i \in 1, \dots, q$ mit $f_i(a^1) < f_i(a^2)$. Ein Individuum X wird als Pareto-Optimal bezeichnet, wenn es von keinem weiteren Individuum dominiert wird.

Pareto-Front: Die Menge aller Pareto-Optima.

A.2 Herleitung des Modells von Storer u. Cumpsty (1994) (Gl. 2.11)

Es wird das Kontrollvolumen aus Abb. 2.4 betrachtet und angenommen:

- Die Wandreibung ist vernachlässigbar.
- $\rho = \text{const.}$
- $v = v_{SS} = v_{Spalt}$

Impulssatz in Hauptströmungsrichtung:

$$\frac{dI_x}{dt} = \rho v(-v)A + \rho v_a v_a A + \rho \cos \zeta v \sin \zeta (-v)a = (p_a - p_e)A \quad (\text{A.2})$$

$$= (v_a^2 - v^2)\rho A - v^2 \sin \zeta \cos \zeta \rho a = (p_a - p_e)A \quad (\text{A.3})$$

$$\Leftrightarrow (p_a - p_e)/\rho = (v_a^2 - v^2) - v^2 \sin \zeta \cos \zeta a/A \quad (\text{A.4})$$

Massenerhaltung:

$$\rho v A + \rho v \sin \zeta a = \rho v_a A \quad (\text{A.5})$$

$$\Leftrightarrow v_a = \left(1 + \frac{a}{A} \sin \zeta\right) v \quad (\text{A.6})$$

Bernoulli:

$$p_e + \frac{\rho}{2}v^2 - \Delta p_t = p_a + \frac{\rho}{2}v_a^2 \quad (\text{A.7})$$

$$\Leftrightarrow \Delta p_t = \frac{\rho}{2}(v_a^2 - v^2) + (p_a - p_e) \quad (\text{A.8})$$

$$\Leftrightarrow \frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2}v_a^2} = \frac{v_a^2 - v^2 + 2/\rho(p_a - p_e)}{v_a^2} \quad (\text{A.9})$$

Mit Gl. A.4 folgt:

$$\frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2}v_a^2} = \frac{v_a^2 - v^2 + 2((v_a^2 - v^2) - v^2 \sin \zeta \cos \zeta a/A)}{v_a^2} \quad (\text{A.10})$$

Mit Gl. A.6 folgt weiter:

$$\frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2}v_a^2} = \frac{3(1 + a/A \sin \zeta)^2 v^2 - 3v^2 - 2v^2 \sin \zeta \cos \zeta a/A}{(1 + a/A \sin \zeta)^2 v^2} \quad (\text{A.11})$$

$$\frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2}v_a^2} = \frac{a}{A} \sin \zeta \left(\frac{2 + a/A \sin \zeta - 2 \cos \zeta}{(1 + a/A \sin \zeta)^2} \right) \quad (\text{A.12})$$

Wie in Kap. 2.2.1 erörtert, lässt sich das Modell auf eine (subsonische) Rotorspaltströmung übertragen, indem die Spaltfläche als Produkt aus Spalthöhe und Sehnenlänge $a = t \cdot c$ gebildet wird und die Hauptströmungsfläche A mit geometrischen Betrachtungen näherungsweise aus den Parametern Schaufelhöhe h , Staffelungswinkel γ und Teilung σ bestimmt wird. Storer u. Cumpsty (1994) erhalten so:

$$\frac{a}{A} = K_K \frac{\sigma t/c}{h/c \cos \gamma} \quad (\text{A.13})$$

Hierbei wird ein zusätzlicher Kontraktionskoeffizient K_K eingeführt, der berücksichtigt, dass der Strömung durch den Spalt aufgrund von Ablösungen und Grenzschichten nur eine reduzierte effektive Durchströmfläche zur Verfügung steht und für den Storer u. Cumpsty (1994) einen empirisch ermittelten Wert von 0,8 angeben. Statt Gleichung 2.11 an etlichen Punkten entlang der Sehne auszuwerten, ersetzen sie ζ durch ein entlang der Sehne mit dem Massenstrom gewichtetes Mittel. Die Variation von ζ über die Spalthöhe ist klein und wird vernachlässigt:

$$\bar{\zeta} = \int^{Sehne} \zeta v_{Spalt,normal} dl / \int^{Sehne} v_{Spalt,normal} dl. \quad (A.14)$$

A.3 Herleitung einer Beziehung $\eta_{is} = f(\Pi_t)$

Für die Entropieänderung idealer Gase gilt:

$$\Delta s = \int_1^2 c_p(T) d(\ln T) - R \int_1^2 d(\ln p) \quad (A.15)$$

$$= \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \Pi \quad (A.16)$$

$$= \bar{\bar{c}}_p \ln \Theta - R \ln \Pi \quad (A.17)$$

Hierbei stellt $\bar{\bar{(\bullet)}}$ den logarithmischen Mittelwert dar.

Die spezifische Wärmekapazität eines idealen Gases lässt sich ausdrücken als:

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \quad (A.18)$$

Es folgt aus Gl. A.17 mit Gl. A.18 für die Totalgrößen von Druck und Temperatur:

$$\Theta_t = e^{\left[\frac{\Delta s + R \ln \Pi_t}{\bar{\bar{c}}_p} \right]} \quad (A.19)$$

$$= e^{\left[\frac{\Delta s + R \ln \Pi_t}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \right]} \quad (A.20)$$

Der isentrope Wirkungsgrad ist für eine Zustandsänderung $1 \rightarrow 2$ definiert als:

$$\eta_{is} = \frac{T_{is,2} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\frac{T_{is,2}}{T_1} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (A.21)$$

$$= \frac{\left(\frac{p_{is,2}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\Theta - 1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\Theta - 1} \quad (A.22)$$

$$= \frac{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\Theta - 1} \quad (A.23)$$

Mit Gl. A.20 folgt:

$$\eta_{is} = \frac{\Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{e^{\left[\frac{\Delta s + R \ln \Pi_t}{\bar{\bar{c}}_p} \right]} - 1} \quad (A.24)$$

B Ergänzende Informationen

B.1 Weitere CT-Typen

B.1.1 Externe Rezirkulation (Tip-Blowing-CTs)

Diese Art der CTs beruht auf einer Rezirkulation außerhalb des Hauptströmungskannals, wodurch Ein- und Ausblasestelle räumlich getrennt sind und unabhängig voneinander positioniert werden können. Das Fluid wird durch einen Pfad im Gehäuse geleitet [Wilde (1950), Ivanov (1965)]. Das Konzept weist damit parallelen zur kontinuierlichen Einblasung an der Vorderkante auf (bspw. Suder u. a. (2001)), bietet jedoch eine Lösung für die Bereitstellung des einzublasenden Fluids.

Möglich sind verschiedene Distanzen der Rezirkulation. Kurze Distanzen im Bereich des Rotors [Hathaway (2002), Guinet u. a. (2014b,a, 2015), Weichert (2011)] bis zu längeren über die Stufe hinweg [Strazisar u. a. (2004), Koff u. a. (1994), Hobbs (1995), Nolcheff (1996)]. Mit längeren Rezirkulationswegen über den Rotor oder die Stufe hinweg steigen jedoch auch die Verluste, sowohl im Kanal als auch energetisch betrachtet aufgrund der Entnahme höher verdichtetem Fluids. Dies begünstigt tendenziell kürzere Abstände zwischen Ein- und Ausblasestelle. Findet die Fluidentnahme oberhalb des Rotors statt, so ist sie einem stark schwankenden Druckgradienten ausgesetzt, was zu einer pulsierenden Strömung durch den Rezirkulationskanal führt.

Parameterstudien zur Gestaltung von Entnahme- und Einblasestelle wurden von Hathaway (2002), Guinet u. a. (2015) und Weichert u. a. (2011) durchgeführt. Je nach Gestaltung der Einblasung kann diese den Drall an der Vorderkante des Rotors reduzieren oder erhöhen und so die Belastung des Rotors an der Schaufelspitze beeinflussen. Guinet u. a. (2014a, 2015) empfehlen eine Einblasung mit Gegendrall, um möglichst hohe Pumpgrenzerweiterungen und geringe Wirkungsgradeinbußen zu erzielen. Die Überlegungen in diesem Zusammenhang entsprechen prinzipiell denen bei der Gestaltung von Axial-CTs. Weiterhin empfehlen sie, um einen möglichst guten Wirkungsgrad zu erzielen, eine Einblasung die in ihrer radialen Ausdehnung nur die Spalt-

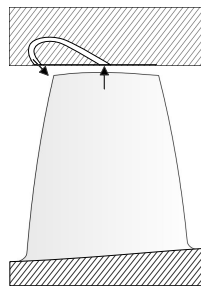


Abbildung B.1: Prinzip der externen Rezirkulation.

strömung beeinflusst und möglichst kurz vor der Vorderkante des Rotors stattfindet, um Mischungsverluste zu reduzieren.

In einem direkten Vergleich konnten Inzenhofer u. a. (2016) bessere Ergebnisse bei der Pumpgrenzerweiterung mit Axial-CTs gegenüber Tip-Blowing-CTs erzielen. Als Ursache führen sie an, dass Axial-CTs den Spaltwirbel effektiv unterdrücken und das Blockagegebiet reduzieren, Tip-Blowing-CTs hingegen lediglich den Spaltwirbel energetisieren und das Blockagegebiet stromab verschieben.

B.1.2 Recessed Vanes

„Recessed vanes“ sind kleine Leitgitterstrukturen, die in eine Kavität im Gehäuse eingebracht werden und zu einer Dralländerung der durch das CT rezirkulierenden Strömung führen. In dieser Hinsicht weisen sie eine Gemeinsamkeit zu modernen Axial-CTs auf. Die Idee geht auf ein Patent von Ivanov (1965) zurück und wurde in diversen experimentellen Studien untersucht, wie beispielsweise von Kang u. a. (1995). Gelmedov (1998) führen gezielt eine Rezirkulation über der Vorderkante durch. In einer Fortentwicklung beschreibt Seitz (2009) Leitgitterstrukturen in einer stromauf geneigten Umfangsnut über der Vorderkante des Rotors. Engel u. a. (2009) führen numerische Untersuchungen mit solch einem CT durch, Kroeckel (2011) experimentelle.

B.2 Rotierende Instabilitäten

Instabilitäten, die auftreten, bevor es zu rotierenden Ablösungen kommt, werden als rotierende Instabilitäten bezeichnet. Sie werden gelegentlich in Form von Oszillationen der Rotorspaltströmung beobachtet [Mathioudakis u. Breugelmans (1985), Haukap u. a. (2000), Mailach u. a. (2001), Hah u. a. (2008), Young u. a. (2011)]. Rotierende Instabilitäten werden allgemein mit großen Spalten in Verbindung gebracht.

Mailach u. a. (2001) zeigen experimentell an einem hochbelasteten subsonischen Verdichter bei einem Spalt von 3% Sehnenlänge, dass die periodische Interaktion des Spaltwirbels mit der Strömung der nachfolgenden Schaufel zu einer rotierenden Instabilität führt.

Aktuelle Studien beschäftigen sich vermehrt mit den akustischen Aspekten rotierender Instabilitäten (bspw. Pardowitz u. a. (2014)). Sollte der aktuelle Trend zu kleineren Kerntriebwerken und größeren Spalten anhalten, so wird dieses Thema allgemein an Bedeutung gewinnen [Day (2015)].

B.3 Verdichterpumpen

Während rotierendes Abreißen eine Verdichterinstabilität darstellt, handelt es sich bei Verdichterpumpen um eine Instabilität des gesamten Verdichtungssystems. Day u. Freeman (1994) und Day (1994) haben experimentell gezeigt, dass in Axialverdichtern Pumpen durch rotierende Ablösungen initiiert wird. Beim Einsetzen von rotierenden Ablösungen fällt der Druckaufbau im Verdichter ab. Der im Verbrauchervolumen stromab des Verdichters aufgebaute Druck überschreitet in diesem Moment den Druck am Verdichteraustritt. Der Massenstrom fällt, wodurch auch der stromab des Verdichters aufgebaute Druck fällt. Hierdurch ist die Strömung in der Lage sich zu stabilisieren

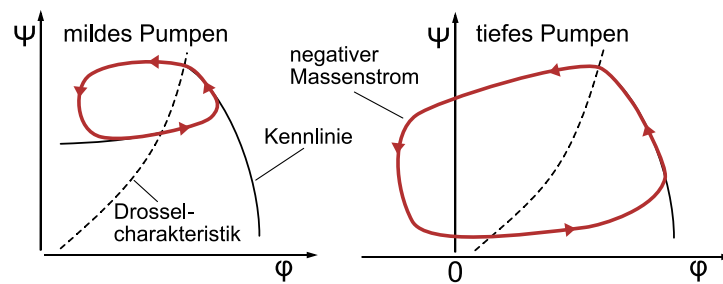


Abbildung B.2: Erscheinungsformen des Verdichterpumpens, schematisch. Basierend auf Day (2006b) und Peters (2004).

und das Verdichterdruckverhältnis steigt, bis der Zyklus von neuem beginnt. Dies führt zu einem annähernd rotationssymmetrischen Pulsieren des Massenstroms in axialer Richtung. Pumpen kann somit als instabile Interaktion von Druck- und Impulskräften angesehen werden, hervorgerufen durch eine Störung aufgrund rotierender Ablösungen.

Die Intensität des Pumpvorganges hängt von Verdichterdruckverhältnis und Verbrauchervolumen ab. Ist kein Verbrauchervolumen, wie eine Brennkammer oder ein Plenum vorhanden, sondern wird der Verdichter unter Testbedingungen lediglich mit einem Austrittsdiffusor betrieben, kommt es tendenziell nicht zum Pumpen. Ein Modell zur Ermittlung, ob Pumpen auftritt wurde von Greitzer (1976a,b) entwickelt (siehe Anhang B.4).

Tritt Verdichterpumpen auf, so wird die Intensität durch den Druckabfall beim Einsetzen der rotierenden Ablösungen bestimmt. In weniger hoch belasteten Axialverdichtern und annähernd allen Radialverdichtern fällt der Druck nicht abrupt ab und es bildet sich an der Stabilitätsgrenze eine eher kontinuierliche, annähernd horizontale Charakteristik. Pumpen tritt zunächst durch eine leichte Oszillation des Massenstroms in Erscheinung und gewinnt kontinuierlich an Intensität. Bei hochbelasteten Axialverdichtern hingegen fällt der Druckaufbau mit Einsetzen der rotierenden Ablösungen deutlich und abrupt ab. Der Pumpvorgang ist wesentlich intensiver, verbunden mit großen Änderungen im Massenstrom.

Abhängig von der Intensität des Pumpvorgangs werden verschiedene Kategorien unterschieden [Fink u. a. (1992), Day (1994)]. Tritt beim Pumpen eine sich periodisch umkehrenden Durchströmung des Verdichters auf, so spricht man von tiefem Pumpen („deep surge“). Sind die Oszillationen im Massenstrom und Druckaufbau von geringerem Ausmaß und tritt keine Rückströmung auf, wird dies als klassisches bzw. mildes Pumpen („classic/mild surge“) bezeichnet (siehe Abb. B.2). Kim u. a. (2013) weisen zudem auf eine Mischform von rotierender Ablösung und Pumpen hin, die bei Werten von B nahe B_{krit} auftritt und die sie als „modified surge“ bezeichnen.

B.4 B-Parameter nach Greitzer

Der Fragestellung, ob Pumpen auftritt ist Greitzer (1976a,b) nachgegangen und hat aus einem 1D-Modellansatz eines Verdichters mit angeschlossenem Plenum den „B-Parameter“ entwickelt, der ein Verhältnis von Druck- bzw. Beschleunigungskräften zu

Impulskräften darstellt:

$$B = \frac{\frac{1}{2}\rho u_m^2 A_v}{\rho L_v A_v u_m \omega_{HELM}} = \frac{u_m}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_v L_v}} \quad (\text{B.1})$$

Dabei sind $\rho L_v A_v$ die Gasmasse im Verdichtungssystem der Länge L_v und durchströmten Fläche A_v , u_m die Schaufelgeschwindigkeit, V_p das Volumen des Plenums und $\omega_H = a\sqrt{A_v/(V_p L_v)}$ die Helmholtz-Frequenz des Systems. Die Strömung wird als inkompressibel erachtet.

Mit Hilfe des Parameters lässt sich ermitteln, ob Pumpen auftritt. Oberhalb eines kritischen Wertes B_{krit} überwiegen die Druckkräfte und es ist mit Verdichterpumpen zu rechnen, unterhalb führen die rotierenden Ablösungen nicht zum Pumpen. Da B_{krit} keine Konstante ist, sondern vom Verdichter abhängt, ist der praktische Nutzen von Gl. B.1 beschränkt. Eine Erweiterung des Parameters durch Day (1994) basiert auf der Beobachtung, dass die meisten Verdichter Charakteristiken ähnlicher Form aufweisen, so dass eine Skalierung zumindest ansatzweise die Auslegung des Verdichters zu berücksichtigen vermag:

$$B' = B \cdot \frac{\Psi_g}{\Phi_g}, \quad (\text{B.2})$$

Der Index g markiert den Punkt der Charakteristik mit maximalem Ψ . Es lässt sich ein typischer Wert von $B'_{krit} \approx 1,2$ angeben.

B.5 Schaufelzahlskalierung Rig250 Stufe 1

	Kranzsegment	IGV	CT	R1	S1	Stator stationär
Original Schaufelzahl	1/1	40	80	23	36	
Mögliche Skalierungen	1/2	40	80	24	36	
	1/3	39	81	24	36	
	1/4	40	80	24	36	
	1/5	40	80	25	35	
	1/6	42	78	24	36	
	1/7	42	77	21	35	
	1/8	40	80	24	32/40	
	1/9	36	81	27	36	
	1/10	40	80	20	40	
	1/11	44	88	22	33	
	1/12	36	72	24	36	
Gewählte Skalierung	1/23	46	92	23	36	x

Tabelle B.1: Domain Scaling für instationäre Rechnungen von IGV, Rotor 1, CT und Stator 1.

B.6 Betriebspunktregelung während einer CFD Simulation

Für die effiziente Betriebspunktregelung wurden verschiedenen Regler in den CFD-Code implementiert. Die in diesem Projekt zur Anwendung kommenden Regler sind ein Totaldruckregler sowie ein Massenstromregler. Weiterhin wird ein Maximum-Wirkungsgrad-Regler eingesetzt. Die Umsetzung ist im Folgenden dargestellt.

B.6.1 Totaldruck- und Massenstromregler

Es kommt ein PID-Regler zum Einsatz. Ausgehend von der Differentialgleichung für kontinuierliche Systeme wird die Differenzengleichung für zeitdiskrete Systeme erstellt. Daraus folgt der Stellalgorithmus in allgemeiner Form.

Die Differentialgleichung für den als verzögerungsfrei angenommenen, kontinuierlichen PID-Regler lautet:

$$y(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (\text{B.3})$$

Dabei sind:

y = Stellgröße

K_p = Proportionalbeiwert

K_i = Integralbeiwert

K_d = Differentialbeiwert

e = Regelabweichung = Sollwert - Istwert

Da eine CFD Simulation die Zeit nur zu diskreten Werten abbildet, muss eine Diskretisierung der Differentialgleichung vorgenommen werden. Mit

T_a = Abtastzeit

k = Nummer der Abtastung

lässt sich die Gleichung für den zeitdiskreten PID-Regler zum Zeitpunkt k formulieren:

$$y_k = K_p \cdot e_k + K_i \cdot T_a \sum_{i=0}^k e_i + \frac{K_d}{T_a} (e_k - e_{k-1}) \quad (\text{B.4})$$

Dabei sind:

$$K_i = K_p / T_n \quad (\text{B.5})$$

mit der Nachstellzeit T_n und

$$K_d = K_p \cdot T_v \quad (\text{B.6})$$

mit der Vorhaltezeit T_v . Für den Zeitpunkt $k - 1$ gilt demnach:

$$y_{k-1} = K_p \cdot e_{k-1} + K_i \cdot T_a \sum_{i=0}^{k-1} e_i + \frac{K_d}{T_a} (e_{k-1} - e_{k-2}) \quad (\text{B.7})$$

Subtrahiert man Gl. B.7 von B.4, so erhält man

$$\begin{aligned} y_k - y_{k-1} &= K_p \cdot e_k + K_i \cdot T_a \sum_{i=0}^k e_i + \frac{K_d}{T_a} (e_k - e_{k-1}) \\ &\quad - K_p \cdot e_{k-1} - K_i \cdot T_a \sum_{i=0}^{k-1} e_i - \frac{K_d}{T_a} (e_{k-1} - e_{k-2}) \end{aligned} \quad (\text{B.8})$$

$$y_k - y_{k-1} = (K_p + \frac{K_d}{T_a} + K_i \cdot T_a) \cdot e_k - (K_p + 2) \frac{K_d}{T_a} e_{k-1} + \frac{K_d}{T_a} e_{k-2} \quad (\text{B.9})$$

Der PID-Stellalgorithmus lässt sich somit schreiben, als:

$$y_k = y_{k-1} + q_0 \cdot e_k + q_1 \cdot e_{k-1} + q_2 \cdot e_{k-2} \quad (\text{B.10})$$

Dabei sind:

$$\begin{aligned} q_0 &= K_p + K_i \cdot T_a + \frac{K_d}{T_a} \\ q_1 &= -K_p - 2 \frac{K_d}{T_a} \\ q_2 &= \frac{K_d}{T_a} \end{aligned}$$

Ist $T_a = 1$, was für CFD Rechnungen angenommen werden kann, so gilt für den zeitdiskreten PID-Regler:

$$y_k = K_p \cdot e_k + K_i \cdot \sum_{i=0}^k e_i + K_d (e_k - e_{k-1}) \quad (\text{B.11})$$

Auf analogem Weg ergibt sich die Stellgröße für den Fall $T_a = 1$:

$$y_k = y_{k-1} + K_p \cdot (e_k - e_{k-1}) + K_i \cdot e_k + K_d \cdot (e_k - 2e_{k-1} + e_{k-2}) \quad (\text{B.12})$$

Die PID-Regelung erfordert zur Berechnung der Stellgröße y_k eine Bestimmung der Regelabweichung über drei Zeitschritte, $e_k \dots e_{k-2}$. Die Regelparameter K_p , K_i und K_d sind Konstanten und werden vorgegeben. Das Auffinden geeigneter Werte erfordert Testsimulationen und geschieht nach den üblichen Vorgehensweisen der Regelungstechnik.

Bei der Anwendung eines Reglers für CFD Simulationen muss beachtet werden, dass die CFD-Simulationen während des Regelvorgangs nicht in einem konvergenten Zustand befindlich sind. Dies bedeutet, dass sich die Regelstrecke kontinuierlich ändert. Insbesondere am Anfang einer CFD Simulation können starke Schwankungen der Strömungsgrößen auftreten. Dadurch werden auch die Regelabweichungen groß. Um zu vermeiden, dass der Regler in einem solchen Fall mit großen Stellgrößen diesen Schwankungen entgegenwirkt, wodurch das System gegebenenfalls noch instabiler wird, wird der Regler erst nach einer gewissen Einschwingzeit aktiviert.

B.6.2 Maximum-Wirkungsgrad-Regler

Beim Maximum-Wirkungsgrad-Regler handelt es sich um einen iterativen Prozess, bei dem der Gegendruck verändert wird und die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad beobachtet werden. Steigt der Wirkungsgrad, wird der Gegendruck weiter erhöht. Fällt er hingegen, wird der Gegendruck abgesenkt. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass nach jeder Änderung des Gegendrucks eine gewisse Zahl von Zeitschritten bei der Simulation vergehen muss, um einen ausreichenden Konvergenzzustand für die Bewertung der Gegendruckänderung vornehmen zu können. Je näher der iterative Prozess dem Wirkungsgrad-Maximum kommt, desto geringer werden die Gegendruckänderungen und desto länger die Simulationszeit bis zum nächsten Stelleingriff.

B.7 Umfangsnutzenstudien - Daten und Diagramme

Nut	x [%]	t [%]	b [%]	α [°]	β [°]	γ [rad]
UN1	9,9	29,8	3,9	75,0	75,4	0,006
UN2	10,1	25,2	4,1	74,9	75,0	0,000
UN3	10,0	25,3	3,8	74,8	76,0	0,004
UN4	10,1	22,3	3,8	75,0	76,6	0,007
UN5	8,4	1,1	3,0	33,7	67,1	-0,008
UN6	8,4	1,3	4,0	38,6	60,4	0,003

Tabelle B.2: Parameter ausgewählter Nutzen. x , t , b bezogen auf c_{ax}

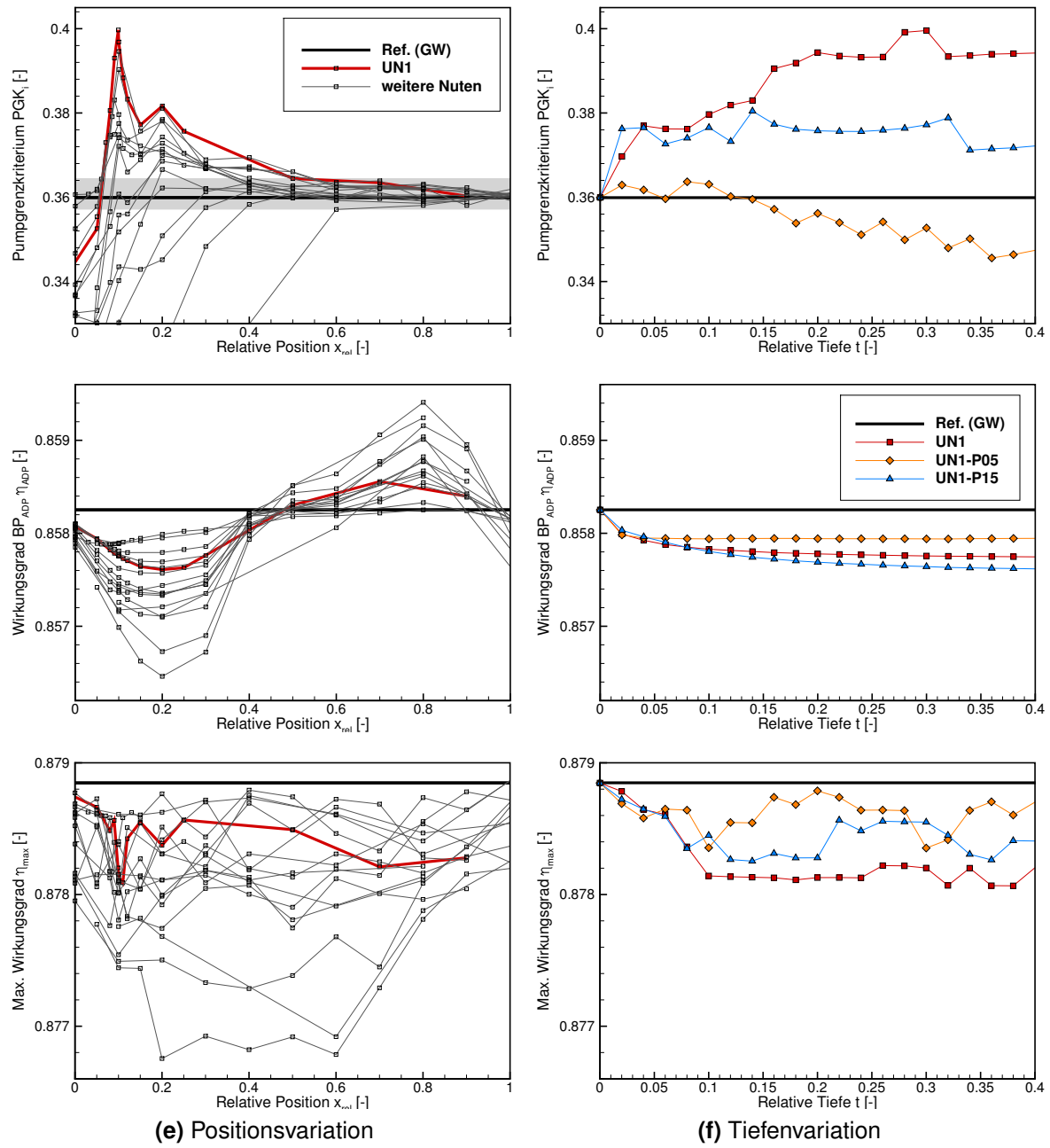


Abbildung B.3: Parameterstudien zur Nutgestaltung - Position und Tiefe.

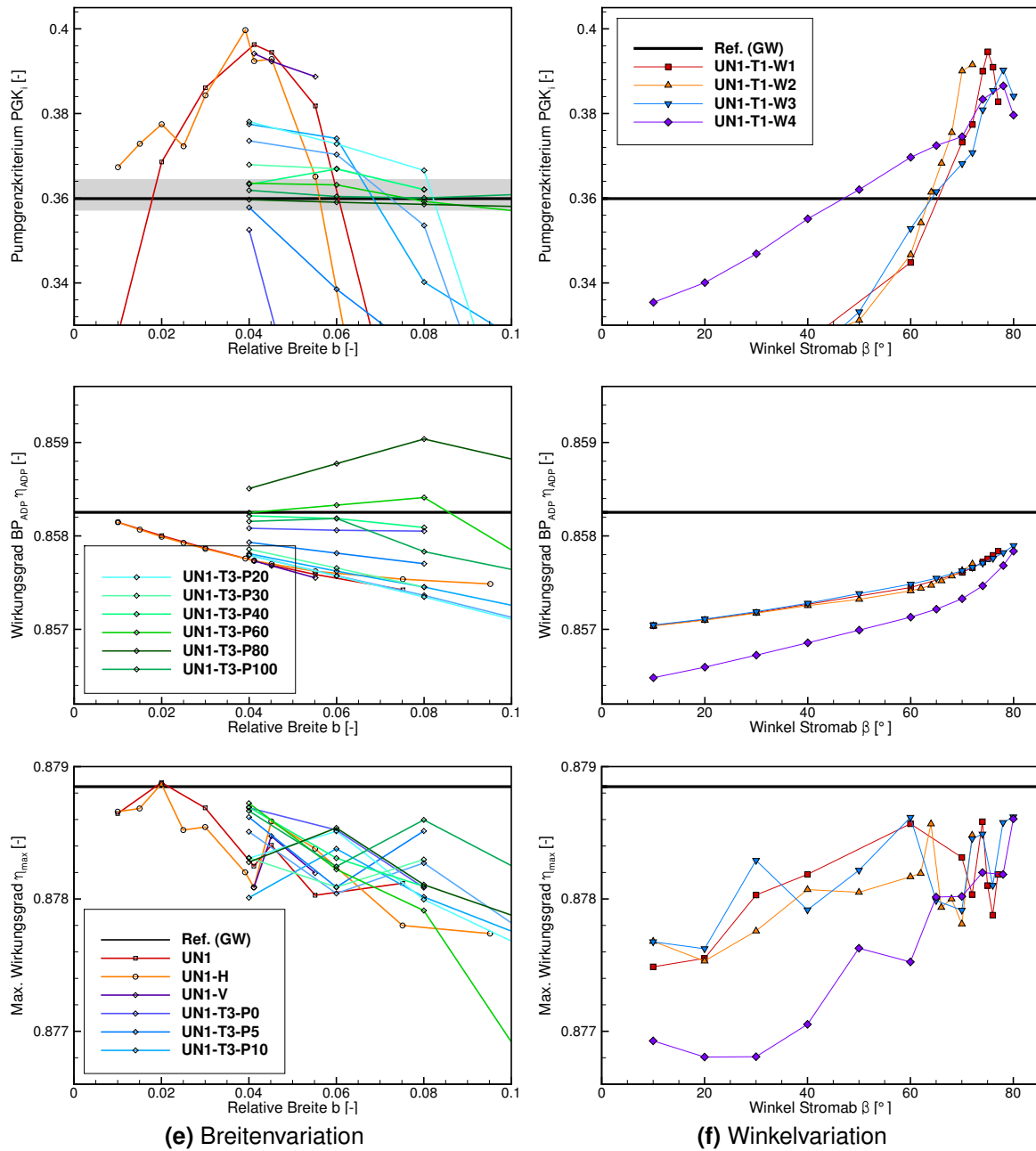


Abbildung B.4: Parameterstudien zur Nutgestaltung - Breite und Winkel.

Nut	Erläuterung	x [%]	t [%]	b [%]	α [°]	β [°]	γ [rad]
Positionsvariation							
UN1		0... 100	29,8	3,9	75,0	75,4	0,01
UN5			1,3	4,0	42,7	67,1	0,11
UN1-T1	Tiefe 1		20,0	4,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T2	Tiefe 2		15,0	4,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T3	Tiefe 3		10,0	4,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T4	Tiefe 4		5,0	4,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T3-N1	Neigung 1		10,0	4,0	60,0	60,0	0,00
UN1-T3-N2	Neigung 2		10,0	4,0	50,0	50,0	0,00
UN1-T3-N3	Neigung 3		10,0	4,0	30,0	30,0	0,00
UN1-T3-N4	Neigung 4		10,0	4,0	0,0	0,0	0,00
UN1-T3-B1	Breite 1		10,0	6,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T3-B2	Breite 2		10,0	8,0	75,0	75,0	0,00
UN1-T3-B3	Breite 3		10,0	10,0	75,0	75,0	0,00
UNR11			4,0	6,0	50,0	50,0	0,00
UNR12			4,0	6,0	60,0	60,0	0,00
UNQ1	Quadrat		4,0	4,0	0,0	0,0	0,00
Tiefenvariation							
UNQ1-T1		0,0	10... 30	4,0	0,0	0,0	0,00
UNR2		8,8	1,5... 3,5	4,0	40,0	60,0	0,11
UNR3		10,0	2... 40	4,0	75,0	75,0	0,00
UN1	Pos. UN1	9,9	2... 40	3,9	75,0	75,4	0,01
UN1-P05	Pos. 5%	5,0	2... 40	3,9	75,0	75,4	0,01
UN1-P15	Pos. 15%	15,0	2... 40	3,9	75,0	75,4	0,01
Winkelvariation							
UN1-T1-W1		10,0	20,0	4,0	75,0	10... 77	0,00
UN1-T1-W2		10,0	20,0	4,0	70,0	10... 77	0,00
UN1-T1-W3		10,0	20,0	4,0	80,0	10... 77	0,00
UN1-T1-W4		20,0	20,0	4,0	80,0	10... 77	0,00
Breitenvariation							
UN1-B1	Mitte=const.	9,9	29,8	1... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-B1-H	HK=const.	14,9-b/2	29,8	1... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-B1-V	VK=const.	4,9+b/2	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P0	Mitte=const.	0	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P5	Mitte=const.	5	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P10	Mitte=const.	10	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P15	Mitte=const.	15	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P20	Mitte=const.	20	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P30	Mitte=const.	30	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P40	Mitte=const.	40	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P60	Mitte=const.	60	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P80	Mitte=const.	80	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01
UN1-T3-P100	Mitte=const.	100	29,8	4... 10	75,0	75,4	0,01

Tabelle B.3: Nutzen der Parameterstudie.

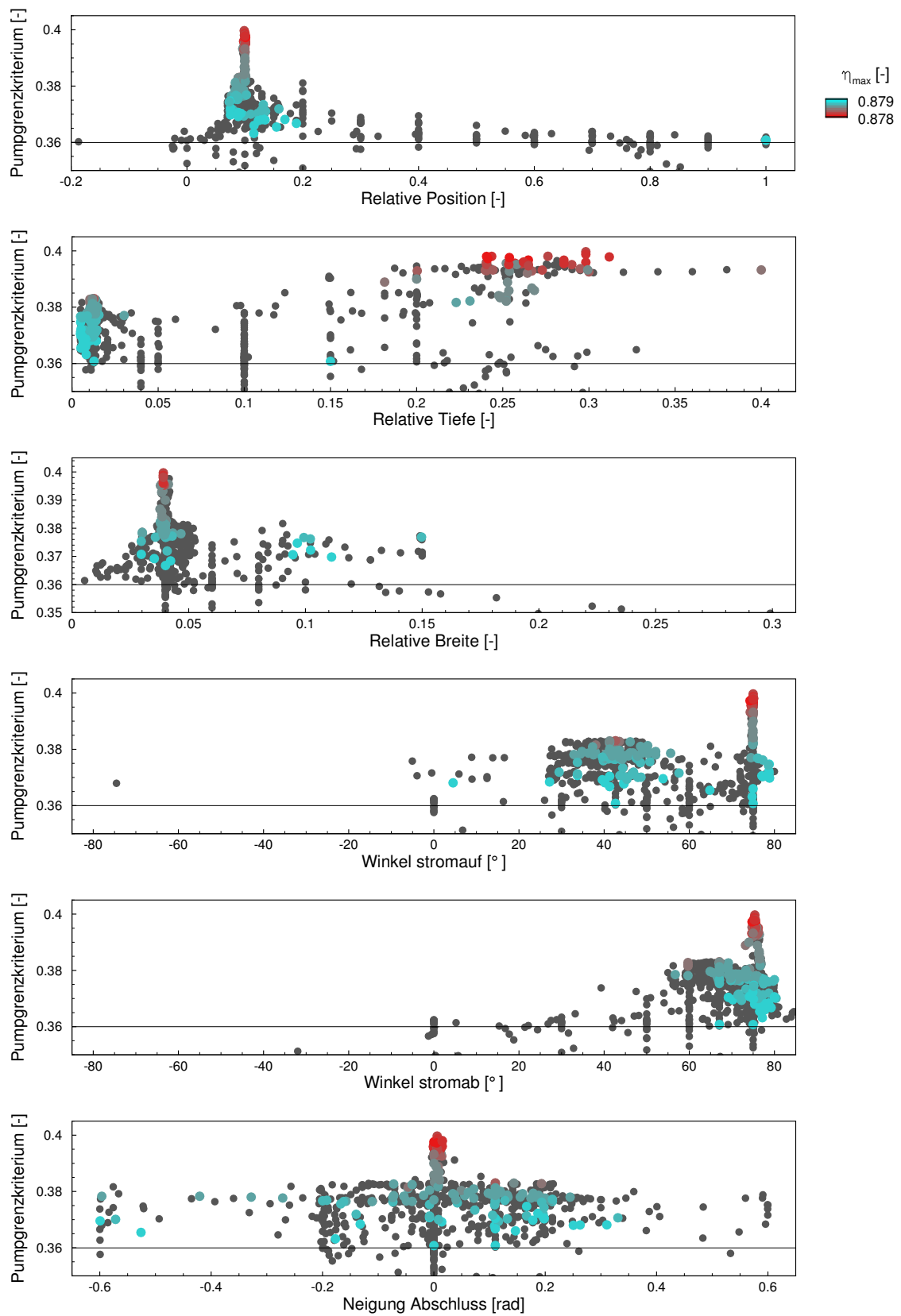


Abbildung B.5: Einfluss der Nutparameter auf die Zielfunktionen. Plot der Optimierungsdatabasis der Umfangsnutzenoptimierung sowie der Databasis der Parameterstudie. Gruppierungen im Plot sind bedingt durch die Parameterstudie.

Bezeichnung	$x_{rel.1}$ [%]	$x_{rel.2}$ [%]	$x_{rel.3}$ [%]	$x_{rel.4}$ [%]	$x_{rel.5}$ [%]	η_{max} [%]	PGK [%]	\dot{m}_{OP1} [kg/s]
GW	-	-	-	-	-	87,88	35,99	
UN1/UN1-M1-10000	9,9	-	-	-	-			
UN1-M1-11000	9,9	14,9	-	-	-	87,79	40,14	
UN1-M1-11100	9,9	14,9	19,9	-	-	87,75	39,91	
UN1-M1-11110	9,9	14,9	19,9	24,9	-	87,72	41,21	
UN1-M1-11111	9,9	14,9	19,9	24,9	29,9	87,69	41,44	
UN1-M2-10000	9,0	-	-	-	-	87,86	39,19	
UN1-M2-11000	9,0	14,0	-	-	-	87,81	39,55	
UN1-M2-11100	9,0	14,0	19,0	-	-	87,76	39,52	
UN1-M2-11110	9,0	14,0	19,0	24,0	-	87,72	40,69	
UN1-M2-11111	9,0	14,0	19,0	24,0	29,0	87,69	40,83	
UN1-M3-10000	8,0	-	-	-	-	87,83	38,41	
UN1-M3-11000	8,0	13,0	-	-	-	87,81	39,22	
UN1-M3-11100	8,0	13,0	18,0	-	-	87,74	38,90	
UN1-M3-11110	8,0	13,0	18,0	23,0	-	87,72	40,17	
UN1-M3-11111	8,0	13,0	18,0	23,0	28,0	87,69	40,71	
UN1-M4-10000	4,9	-	-	-	-	87,86	34,83	
UN1-M4-11000	4,9	9,9	-	-	-	87,83	34,88	
UN1-M4-11100	4,9	9,9	14,9	-	-	87,77	35,17	
UN1-M4-11110	4,9	9,9	14,9	19,9	-	87,71	36,28	
UN1-M4-11111	4,9	9,9	14,9	19,9	24,9	87,70	38,85	
UN1-M5-10000	7,0	-	-	-	-	87,85	36,58	
UN1-M5-11000	7,0	12,0	-	-	-	87,81	36,74	
UN1-M5-11100	7,0	12,0	17,0	-	-	87,74	37,01	
UN1-M5-11110	7,0	12,0	17,0	22,0	-	87,72	39,30	
UN1-M5-11111	7,0	12,0	17,0	22,0	27,0	87,70	39,61	
UN1-M6-10000	12,0	-	-	-	-	87,84	37,83	
UN1-M6-11000	12,0	17,0	-	-	-	87,79	39,48	
UN1-M6-11100	12,0	17,0	2,0	-	-	87,74	39,99	
UN1-M6-11110	12,0	17,0	22,0	27,0	-	87,74	40,75	
UN1-M6-11111	12,0	17,0	22,0	27,0	32,0	87,67	41,45	
UN1-M7-10000	9,9	-	-	-	-	87,82	39,33	
UN1-M7-11000	9,9	15,9	-	-	-	87,79	40,40	
UN1-M7-11100	9,9	15,9	21,9	-	-	87,75	40,78	
UN1-M7-11110	9,9	15,9	21,9	27,9	-	87,75	41,20	
UN1-M7-11111	9,9	15,9	21,9	27,9	33,9	87,69	41,37	
UN1-M8-10000	9,9	-	-	-	-	87,82	39,33	
UN1-M8-11000	9,9	16,9	-	-	-	87,80	40,58	
UN1-M8-11100	9,9	16,9	23,9	-	-	87,76	40,10	
UN1-M8-11110	9,9	16,9	23,9	30,9	-	87,75	41,40	
UN1-M8-11111	9,9	16,9	23,9	30,9	37,9	87,69	41,25	
UN1-M8-11112	9,9	16,9	23,9	30,9	90,9	87,71	41,43	
UN1-M8-11122	9,9	16,9	23,9	85,9	90,9	87,69	41,06	

Tabelle B.4: Parameterstudie zur Nutenanzahl: Geometrische Parameter und Performancegrößen.

C Tabellarische Zusammenstellung ausgewählter Literaturstellen

In den beiden folgenden Tabellen werden ausgewählte Literaturstellen zu Umfangsnuten und Axial-CTs aufgeführt.

C.1 Umfangsnuten

Tabelle C.1: Überblick ausgewählter Studien zur optimalen Gestaltung von Umfangsnuten

Quelle	Fokus der Arbeit	Verdichter	(s)ub-/ (t)ranssonisch	Gehäuse: (K)ontraktion/ (R)=konst.	Anzahl Nuten	(l)dentische/ (v)erschiedene	Position / Verteilung	Variationen Tiefe	Variationen Breite	Variationen Positionierung	Variationen Anzahl	Variationen Spalt	Optimale Position in % $c_{d,x}$	Optimale Geometrie	Numerisch/Experimentell	Automatisierte Optimierung
Chen u. a. (2010)		ND-TAC ¹	t	r	7	i	VK bis HK								N	
Goinis u. a. (2013b)		DLR Rig250 Stufe 1	t	k	1(-3)	v		ja	ja	ja	-	-	10		N	ja
Hathaway (2002)		k.A. / NASA R. 67														
Heinichen u. a. (2011)	Einzelnut nahe VK an 3 Verdichtern	3	t	r / k	1		VK	-	-	-	-	-	-	-	N	-
Hembera u. a. (2008b)		Rig250 Stufe 3	s	k	1/5	i	VK bis HK	-	-	5/-	2	-			N	
Houghton u. Day (2011)		Nathal	s		1								50/10		E	
Houghton u. Day (2012)		Red & Nathal	s		1-3								50/10		E+ N	
Huang u. a. (2008)		NASA Rotor 37 größerer Spalt	t		1-7							2	20-80		N	
Legras u. a. (2011b)	Anwendung der ESA Methode	CREATE	s	r	5	i	VK bis HK								N	

Fortsetzung auf folgender Seite

¹Notre Dame Transonic Axial Compressor

Tabelle C.1: Fortsetzung - Überblick ausgewählter Studien zur optimalen Gestaltung von Umfangsnuten

Quelle	Fokus der Arbeit	Verdichter	(s)ub-/ (t)ranssonisch	Gehäuse: (K)ontraktion/ (R)=konst.	Anzahl Nuten	(i)dentische/ (v)erschiedene	Position / Verteilung	Variationen Tiefe	Variationen Breite	Variationen Positionierung	Variationen Anzahl	Variationen Spalt	Optimale Position in % c_{ax}	Optimale Geometrie	Numerisch/ Experimentell	Automatisierte Optimierung
Legras u. a. (2011c)	Anwendung der ESA Methode	NASA Rotor 37	t													
Mayenberger u. a. (2013)	siehe Axial-CT Tabelle															
Mileschin u. a. (2008)	Großer Spalt		s	r	8	i	VK - HK	-	-	-	-	-	-	-	E+ N	
Müller u. a. (2007)		TVD R1	t	r	3/6	i	VK-Mitte/ HK	2	-	2	2	-	VK-HK	PG: tief/ η : flach	E+ N	-
Müller u. a. (2011)	Vergleich von Umfangsnuten an gepfeiltem und ungepfeiltem Rotor, Gegenüberstellung mit Axial-CTs	TVD R1 /R1	t	r	6	i	VK-Mitte/ HK	2	-	2	2	-	VK-HK		E+ N	-
Nezym (2004)		AI-24 ²	s	k	5-6	v	VK - HK	ja	ja	ja	ja	ja			E	
Perrot u. a. (2007)		CREATE	s	r	1-5	i	VK - HK	-	-	5	5	-	TLV		N	
Rabe u. Hah (2002)	Flache Nuten sind besser mit Hinblick auf den Wirkungsgrad	2-Stufig (R1)	t	k	2/5	i	VK - HK	2	2	2	-		vorne	flach	E+ N	
Sakuma u. a. (2013)	Parameterstudie einzelner Nut	NASA Rotor 37 (NR37)	t	k	1	i	VK - HK	2	-	10	-	-	20-30		(E), N	
Sakuma u. a. (2014)		NR37 & IHI Fan Rig														
Shabbir u. Adamczyk (2005)	Flache Nuten sind besser	LSAC ³	s	r	5	i	VK - HK	3	-	-	2	-			E+ N	nein
Wilke u. Kau (2002)		TUM														
Wu u. a. (2010)		NPU ⁴	s	r	4/5/7	i	VK bis HK	3	3	3	3	-			E+ N	nein

²10-stufiger subsonischer Axialverdichter eines zivilen Flugtriebwerkes³Low Speed Axial Compressor der NASA⁴Test Rig der Northwestern Polytechnical University, Fremont, CA

C.2 Axial-CTs

Tabelle C.2: Überblick ausgewählter Studien zu Axial-CTs

Quelle	Fokus der Arbeit	Verdichter	(s)ub-/ (t)ranssonisch	Gehäuse: (K)ontraktion/(R)=konst.	Anzahl CTs pro Rotor	Position: (V)order/(K)ante, (M)ittig	Form	Geometrievariationen	Numerisch/ Experimentell
Alone u. a. (2014a)	Untersuchung verschiedener Porositäten	transson. Stufe	s	r		VK	bend-skewed Ax. CT mit Plenum	-	E
Alone u. a. (2014b)	Untersuchung verschieden großer Ple-nen in Kombination mit einem CT bei Teildrehzahl	transson. Stufe	s	r		VK	bend-skewed Ax. CT mit Plenum	-	E
Brandstetter u. a. (2013)	Heißfilm- und Wanddruckmessungen im Schaufelspitzenbereich. Reduktion der Blockage und Verschiebung der Stoßposition durch CTs	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz	-	E
Brandstetter u. a. (2014)	Stereo PIV-Messungen der Spalt- und CT-Strömung. Reduktion der Blockage und Verschiebung der Stoßposition durch CTs	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz	-	E
Brandstetter u. a. (2015)	Vergleich Axial-CT/ Rezirkulationskanäle. Unterschiedliches Arbeitsprinzip. Starke Spaltströmungsbeeinflussung durch Ax-CT. Dämpfung von Störungen durch Rezirkulationsk.	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz, Rezirkulationskanäle	-	E
Brandstetter u. a. (2016)	Unterschiedliche Spalthöhen, je nachdem von welchem Betriebspunkt androsselt wird, führen zu unterschiedlichen Versagensmechanismen.	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz	-	N+E
Brignole u. a. (2008)	Untersuchung verschiedener Axial-CT Geometrien	TVD Rotor 1	t	r	4	VK	Halbkreis	4	N
Brignole (2010)	Erhöhen der Arbeitsumsetzung durch gezielte Rezirkulation um den Wirkungsgrad zu steigern	TVD R1	t	r		VK			
Castillon u. Legras (2011)	Phase-Lag Ansatz zur Simulation nicht-umfangsymmetrischer CTs mit URANS und sich überschneidenden Rechennetzen								
Clemen u. Gümmer (2009)	Parameterstudie. Variation der Anzahl und axialen Position der CTs.	TVD Rotor 1	t	r				3	N+E
Crook u. a. (1993)	Erste detaillierte numerische Untersuchung der Strömungsphänomene im Zusammenhang mit CTs	Stator-nabe	s	r		M	Rechteck, geneigt	-	N+E
Danner u. a. (2009)	Untersuchung von Axial-CTs auch bei Teildrehzahl. Verlustreduktion mit CTs durch Stoßminderung bei Nominaldrehzahl. Starke Beeinflussung der Statorströmung.	TVD Rotor 1	t	r	4	VK	Halbkreis, geneigt	-(3)	N+E
Djehghri u. a. (2015)	Numerische Parameterstudie eines Axial-CTs	Mixed-flow rotor	s	r	3/6	VK	Halbkreis	18	N
Emmrich u. a. (2007a,b)	Untersuchung eines Axial-CTs mit Plenum an einem subsonischen Verdichter	Einstufig, NACA 65 Profile	s				Rechteck mit Plenum		E+N
Engel u. a. (2009)	Einsatz verschiedener Modellgüten bei der Auslegung eines CTs	TP400 MDV	t	k	4	VK	MTU-CT	3	N

Fortsetzung auf folgender Seite

Tabelle C.2: Fortsetzung - Überblick ausgewählter Studien zu Axial-CTs

Quelle	Fokus der Arbeit	Verdichter	(s)ub-/ (t)ranssonisch	Gehäuse: (K)ontraktion/ (R) = konst.	Anzahl CTs pro Rotor	Position: (V)order (K)ante, (M)ittig	Form	Geometrievariationen	Numerisch/ Experimentell
Goinis u. a. (2013a)	Automatisierte Optimierung von Axial-CTs	Rig250 R1	t	k	4	VK	variabel	>300	N
Gourdain u. a. (2007); Gourdain u. Leboeuf (2009)	Geringe Pumpgrenzerweiterung aufgrund einer kritischen HK-Ablösung, auf die das stromauf liegende CT nicht wirkt.	Cme2	s	r	3,67	VK	Halbkreis, gebogen		N
Hembera u. a. (2008a)	Analyse des Einflusses von CTs auf Verlustmechanismen auf Arbeitslinienbetriebspunkte bei 100% Drehzahl und 80% (subsonisch)	TVD Rotor 1	s/t	r	4	VK	Halbkreis	4	N
Hembera u. a. (2008c)	Detaillierte Analyse der Strömung durch das Axial-CT	Rig250	t	k	2/4	VK	Halbkreis	4	N
Hembera (2009)	Empirische Auslegung von CTs	Rig250 Stufe 1 & 3	t/s	k	2/4	VK	Diverse	>20	N
Inzenhofer u. a. (2016)	Vergleich Axial-CT/ Rezirkulationskanäle.	TUM	t	r	2/3	VK	Halbherz, geneigt	2	N
Johann u. Heinichen (2011)	Experimentelle Untersuchungen an einem mehrstufigen Verdichter mit CTs über zwei Rotoren	Rig250	t	k	3,48 (2 pro IGV)	VK	Halbherz, geneigt		E
Legras u. a. (2011a)	Anwendung des EM-Modells zur Analyse der Strömungseffekte	J69	t	r	9	VK	Rechteck, geneigt, Plenum		N
Lu u. a. (2006b,a, 2008)	Variation von Geometrie und axialer Position	NPU China	s	r	6	VK-M	Rechteck, geneigt, gebogen	11	E+N
Madden u. West (2005)	Wirkungsweise eines CTs zusammen mit einer Rotorpfeilung mit und ohne Einlaufstörung		t	k		VK	Rechteck, gestaffelt		N
Mayenberger u. a. (2013)	Flache CTs zum Einbau in Liner	TVD Rotor-4, Stator-2	t	r				5	N
Müller u. a. (2011)	Vergleich von Axial-CTs mit Umfangsnuten	TVD R1	t	r	4	VK	Halbkreis, geneigt		E+N
Schnell u. a. (2011)	Validierung numerischer Verfahren. Geringe Skalierung der CT Anzahl zeigt keine Auswirkungen auf Ergebnis	TVD	t	r	3,5/4	VK	Rechteck, gekrümmt		N+E
Schönweitz u. a. (2013)	Vergleich numerischer (URANS) und experimenteller (u.a. PIV) Daten insb. Wirbelstrukturen	Rig250	t	r	3,48 (2 pro IGV)	VK	Halbherz, geneigt		E+N
Streit u. a. (2013a)	Ergänzende numerische Studien zu Brandstetter u. a. (2013). Vergleich Experiment Numerik	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz	-	N
Streit u. a. (2013b)	Ausgleich eines Pumpgrenzverlustes bei einer Schaufelzahlreduktion durch CTs mit Ziel der Wirkungsgradsteigerung	TVD	t	r		VK	Axiales Halbherz	-	N
Tuo u. a. (2010)	Untersuchung des Einflusses der Frequenz der CT-Strömung / der Anzahl der CTs pro Rotorpassage. Unterschiedliche Optima bezüglich Wirkungsgrad und Pumpgrenze	J69	t	r	n. a.	VK	Halbkreis, gekrümmt, geneigt	4	E
Voges u. a. (2008, 2011, 2013)	PIV Messungen im Spalt und Analyse der CT-nahen Strömung	TVD	t	r	3,5	VK	Rechteck, gekrümmt		E+N
Wang u. a. (2015)	Untersuchung des Einflusses eines Plenums	NASA R37	t	k	6	VK	Rechteck, geneigt, Plenum	4	N

Fortsetzung auf folgender Seite

Tabelle C.2: Fortsetzung - Überblick ausgewählter Studien zu Axial-CTs

Quelle	Fokus der Arbeit	Verdichter	(s)ub-(t)ranssonisch	Gehäuse:(K)ontraktion/(R)=konst.	Anzahl CTs pro Rotor	Position: (V)order(K)ante, (M)ittig	Form	Geometrievariationen	Numerisch/ Experimentell
Wilke u. Kau (2004)	Vorteil einer Positionierung über der VK im Vergleich zur Rotormitte	TUM			4	M/ VK	Halbkreis	2	N
Wilke u. a. (2005)	Formulierung von Kriterien bezüglich der Tauglichkeit eines Rotors mit CTs ausgestattet zu werden	NASA Rotor 37							
Wolfrum u. a. (2013)	Entwicklung einer Methode zur Berücksichtigung instationäre Effekte von CTs in RANS Rechnungen	k.A.							N
Yang u. a. (2003)	Mixed-Cell Ansatz zur Anbindung von Nicht-umfangssymmetrischen CTs. Ausblasung in Rotationsrichtung zur Inzidenzreduktion.	TVD Rotor 1	t	r	9	VK	Rezirkulationskanal	-	N

Literaturverzeichnis

- [Adamczyk u. a. 1993] ADAMCZYK, John J. ; CELESTINA, M L. ; GREITZER, Edward M.: The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. 1, S. 28–38. – DOI 10.1115/1.2929212
- [Alone u. a. 2014a] ALONE, Dilipkumar B. ; KUMAR, Subramani S. ; THIMMAIAH, Shobhavathy ; RAMI, Janaki ; MUDIPALLI, Reddy ; PRADEEP, A M. ; RAMAMURTHY, Srinivasan ; IYENGAR, Venkat S.: Experimentantal Investigation on the Effect of Porosity of Bend Skewed Casing Treatment on a Single Stage Transonic Axial Flow Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. Düsseldorf, Germany, 2014 (GT2014-26102)
- [Alone u. a. 2014b] ALONE, Dilipkumar B. ; KUMAR, Subramani S. ; THIMMAIAH, Shobhavathy ; RAMI, Janaki ; MUDIPALLI, Reddy ; PRADEEP, A M. ; RAMAMURTHY, Srinivasan ; IYENGAR, Venkat S.: On Understanding the Effect of Plenum Chamber of a Bend Skewed Casing Treatment on the Performance of a Transonic Axial Flow Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. Düsseldorf, Germany, 2014 (GT2014-26103)
- [Ashcroft u. a. 2010] ASHCROFT, Graham ; HEITKAMP, Kathrin ; KUEGELER, Edmund: High-order accurate implicit runge-kutta schemes for the simulation of unsteady flow phenomena in turbomachinery. In: *5th European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD*. Lisbon, Portugal, 2010
- [Aulich u. Siller 2011] AULICH, Marcel ; SILLER, Ulrich: High Dimensional Constrained Multiobjective Optimization of a Fan Stage. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2011 (GT2011-45618)
- [Baghdadi 1996] BAGHDADI, S.: Modeling Tip Clearance Effects in Multistage Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 118 (1996), Nr. 4, S. 697–705. – DOI 10.1115/1.2840925
- [Bailey 1972] BAILEY, E. E.: Effects of Grooved Casing Treatment on the Flow Range Capability of a Single-Stage Axial-Flow Compressor / NASA. 1972 (NASA TM X-2459)
- [Bailey u. Voit 1970] BAILEY, Everett E. ; VOIT, Charles H.: Some observations of effects of porous casings on operating range of a single axial-flow compressor rotor. 1970
- [Ball u. a. 1972] BALL, Calvin L. ; JANETZKE, David C. ; REID, Lonnie: Performance of 1380-Foot-Per-Second-Tip-Speed Axial-Flow Compressor Rotor with Blade Solidity of 1.5 / National Aeronautics and Space Administration. 1972

- [Baumgartner u. a. 1995] BAUMGARTNER, M ; KAMEIER, F ; HOURMOUZIADIS, J: Non-engine order blade vibration in a high pressure compressor. In: *12th International Symposium on Airbreathing Engines, Melbourne, Australia*, 1995, S. 1019–1030
- [Beheshti u. a. 2004] BEHESHTI, Behnam H. ; TEIXEIRA, Joao a. ; IVEY, Paul C. ; GHORBANIAN, Kaveh ; FARHANIEH, Bijan: Parametric Study of Tip Clearance—Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor. In: *J. Turbomach.* 126 (2004), Nr. 4, 527. – DOI 10.1115/1.1791643. – ISSN 0889504X
- [Bennington u. a. 2008] BENNINGTON, Matthew A. ; CAMERON, Joshua D. ; MORRIS, Scott C. ; LEGAULT, Camille ; BARROWS, Sean T. ; CHEN, Jen-ping ; MCNULTY, G S. ; WADIA, Aspi R.: Investigation of Tip-Flow Based Stall Criteria Using Rotor Casing Visualisation. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2008 (GT2008-51319)
- [Bennington u. a. 2010] BENNINGTON, Matthew A. ; ROSS, Mark H. ; CAMERON, Joshua D. ; MORRIS, Scott C. ; DU, Juan ; LIN, Feng ; CHEN, Jingyi: An Experimental and Computational Investigation of Tip Clearance Flow and Its Impact on Stall Inception. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, ASME, 2010 (GT2010-23516). – ISBN 978-0-7918-4402-1, S. 501–512
- [Bergner 2006] BERGNER, Jörg: *Experimentelle Untersuchung der Strömung im Blattspitzenbereich eines transsonischen Axialverdichters nahe der Stabilitätsgrenze*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2006
- [Bertheau u. a. 1985] BERTHEAU, Fernand ; RIBAUD, Yves ; MILLOUR, Valérie: Transonic Blade to Blade Calculations in an Axial, Radial or Mixed Flow Cascade Equipped With Splitter Blades. In: *ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit*, ASME, mar 1985 (85-GT-86). – ISBN 978-0-7918-7938-2, S. V001T03A028
- [Brandstetter u. a. 2016] BRANDSTETTER, Christoph ; HOLZINGER, Felix ; SCHIFFER, Heinz-Peter ; STAPELFELDT, Sina ; VAHDATI, Mehdi: Near Stall Behavior of a Transonic Compressor Rotor with Casing Treatment. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. Seoul, South Korea, 2016
- [Brandstetter u. a. 2014] BRANDSTETTER, Christoph ; KEGALJ, Martin ; WARTZEK, Fabian ; HEINICHEN, Frank ; SCHIFFER, Heinz-Peter: Stereo PIV Measurement of Flow Structures underneath an Axial-Slot Casing Treatment on a One and a Half Stage Transonic Compressor Christoph. In: *17th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lisbon, Portugal, 2014, S. 7–10
- [Brandstetter u. a. 2013] BRANDSTETTER, Christoph ; STREIT, J A. ; WARTZEK, F ; HEINICHEN, Frank ; SCHIFFER, H: An Advanced Axial-Slot Casing Treatment on a Tip-Critical Transonic Compressor Part 1: Unsteady Hot Wire and Wall Pressure Measurements. In: *European Turbomachinery Conference, ETC10*. Lappeenranta, Finnland, 2013, S. 1–11
- [Brandstetter u. a. 2015] BRANDSTETTER, Christoph ; WARTZEK, Fabian ; WERNER, Jan ; SCHIFFER, Heinz-Peter ; HEINICHEN, Frank: Unsteady Measurements of Periodic Effects in a Transonic Compressor with Casing Treatments. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2015
- [Bräunling 2009] BRÄUNLING, Willy: *Flugzeugtriebwerke*. Springer, 2009

- [Brignole 2010] BRIGNOLE, Giovanni A.: *Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen*, TU München, Diss., 2010
- [Brignole u. a. 2008] BRIGNOLE, Giovanni A. ; DANNER, Florian C. T. ; KAU, Hans-Peter: Time Resolved Simulation and Experimental Validation of the Flow in Axial Slot Casing Treatments for Transonic Axial Compressors. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2008, ASME, 2008, 363–374
- [Broichhausen u. Ziegler 2005] BROICHHAUSEN, Klaus D. ; ZIEGLER, Kai U.: Supersonic and Transonic Compressors: Past, Status and Technology Trends. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2005, S. 1–12
- [Camp u. Day 1998] CAMP, T. R. ; DAY, Ivor J.: A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor. In: *J. Turbomach.* 120 (1998), jun, 393–401. – DOI 10.1115/97-GT-526. ISBN 978-0-7918-7868-2
- [Carnie u. a. 2011] CARNIE, Greg ; WANG, Yibin ; QIN, Ning ; SHAHPAR, Shahrokh: Design Optimisation of Casing Grooves using the Zipper Layer Meshing Method. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2011 (GT2011-45483)
- [Castillon u. Legras 2011] CASTILLON, L. ; LEGRAS, Guillaume: An Unsteady Overset Grid Method for the Simulation of Compressors With Non Circumferential Casing Treatments. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2011
- [Chen u. a. 1991] CHEN, G. T. ; GREITZER, Edward M. ; TAN, Choon S. ; MARBLE, F. E.: Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure. In: *J. Turbomach.* 113 (1991), Nr. 2, S. 260–269. – DOI 10.1115/1.2929098
- [Chen u. a. 2010] CHEN, Haixin ; BENNINGTON, Matthew A. ; MORRIS, Scott C. ; WADIA, Aspi: A CFD Study of Circumferal Groove Casing Treatment in a Transonic Axial Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2010, S. 1–11
- [Chen u. a. 2008] CHEN, Jen-Ping ; HATHAWAY, Michael D. ; HERRICK, Gregory P.: Prestall Behavior of a Transonic Axial Compressor Stage via Time-Accurate Numerical Simulation. In: *J. Turbomach.* 130 (2008), Nr. 4, S. 041014. – DOI 10.1115/1.2812968. – ISBN 0889-504X
- [Choi u. a. 2010] CHOI, Kwang-Jin ; KIM, Jin-hyuk ; KIM, Kwang-Yong: Design Optimization of Circumferential Casing Grooves for a Transonic Axial Compressor to Enhance Stall Margin. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2010, ASME, 2010, 1–9
- [Clemen u. Gümmer 2009] CLEMEN, C ; GÜMMER, V: Parametric Study on a Casing Treatment of a Transonic High-Pressure Compressor Rotor. In: *European Turbomachinery Conference*, 2009 (013)
- [Copenhaver u. a. 1996] COPENHAVER, W. W. ; MAYHEW, E. R. ; HAH, Chunill ; WADIA, A. R.: The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor. In: *J. Turbomach.* 118 (1996), Nr. 2, S. 230–239. – DOI 10.1115/1.2836630
- [Cornelius u. a. 2013] CORNELIUS, Christian ; BIESINGER, Thomas ; GALPIN, Paul ; BRAUNE, André: Experimental and Computational Analysis of a Multistage Axial Compressor Including Stall Prediction by Steady and Transient CFD Methods. In:

- ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2013, S. 1–12
- [Crook u. a. 1993] CROOK, A. J. ; GREITZER, Edward M. ; TAN, Choon S. ; ADAM-CZYK, John J.: Numerical Simulation of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. 3, 501–512. – DOI 10.1115/1.2929280
- [Cumpsty 2004] CUMPSTY, N A.: *Compressor Aerodynamics*. Krieger Pub., 2004
- [D’Andrea u. a. 1997] D’ANDREA, Raffaello ; BEHNKEN, Robert L. ; MURRAY, Richard M.: Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injection. In: *J. Turbomach.* 119 (1997), S. 742–752
- [Danner u. a. 2009] DANNER, Florian C. T. ; KAU, Hans-Peter ; MÜLLER, Martin W. ; SCHIFFER, Heinz-Peter ; BRIGNOLE, Giovanni A.: Experimental and Numerical Analysis of Axial Skewed Slot Casing Treatments for a Transonic Compressor Stage. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, ASME, 2009 (GT2009-59647), 227–238
- [Darmofal u. a. 2001] DARMOFAL, D. L. ; KHAN, R. ; GREITZER, Edward M. ; TAN, Choon S.: Vortex core behaviour in confined and unconfined geometries: a quasi-one-dimensional model. In: *J. Fluid Mech.* 449 (2001), S. 61. – DOI 10.1017/S0022112001006103. – ISSN 0022–1120
- [Day 1993a] DAY, Ivor J.: Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), jun, Nr. 1, 40–47. – DOI 10.1115/1.2929216. ISBN 978–0–7918–7898–9
- [Day 1993b] DAY, Ivor J.: Stall Inception in Axial Flow Compressors. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. 1, S. 1–9. – DOI 10.1115/1.2929209
- [Day 1994] DAY, Ivor J.: Axial compressor performance during surge. In: *Journal of Propulsion and Power* 10 (1994), may, Nr. 3, 329–336. – DOI 10.2514/3.23760. – ISSN 0748–4658
- [Day 2006a] DAY, Ivor J.: The Fundamentals of Stall and Surge - Part I: Stall. In: DÉNOS, R. (Hrsg.) ; BROUCKAERT, J.-F. (Hrsg.): *VKI Lecture Series 2006, Advances in Axial compressor Aerodynamics*. von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006. – ISBN 2–930389–68–0
- [Day 2006b] DAY, Ivor J.: The Fundamentals of Stall and Surge - Part II: Surge. In: DÉNOS, R. (Hrsg.) ; BROUCKAERT, J.-F. (Hrsg.): *VKI Lecture Series 2006, Advances in Axial compressor Aerodynamics*. von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006. – ISBN 2–930389–68–0
- [Day 2015] DAY, Ivor J.: Stall, Surge and 75 Years of Research. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2015
- [Day u. a. 1999] DAY, Ivor J. ; BREUER, T ; ESCURET, J ; CHERRETT, M ; WILSON, A: Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors. In: *J. Turbomach.* 121 (1999), Nr. 1, S. 18–27

- [Day u. Freeman 1994] DAY, Ivor J. ; FREEMAN, Chris: The Unstable Behaviour of Low and High Speed Compressors. In: *J. Turbomach.* 116 (1994), Nr. 2, S. 194,201. – DOI 10.1115/1.2928353
- [Day u. a. 1978] DAY, Ivor J. ; GREITZER, Edward M. ; CUMPSTY, N. A.: Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 100 (1978), Nr. 1, S. 1–12. – DOI 10.1115/1.3446318
- [DeHaller 1955] DEHALLER, P.: Das Verhalten von Tragflügeln in Axialverdichtern und im Windkanal. In: *VDI-Berichte Bd. 3, Probleme der Strömungstechnik im Maschinenbau.* 1955, S. 27ff
- [Denton 1993] DENTON, John D.: Loss Mechanisms in Turbomachines. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. October 1993, S. 621–656. – ISSN 0889504X
- [Denton 2010] DENTON, John D.: Some Limitations of Turbomachinery CFD. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2010. – ISBN 978–0–7918–4402–1, 1–11
- [Denton u. Xu 1999] DENTON, John D. ; XU, L.: The Exploitation of Three-Dimensional Flow in Turbomachinery Design. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part C – Journal of Mechanical Engineering Science* 213 (1999), Nr. August 1998, 125–137. – DOI 10.1243/0954406991522220. – ISBN 0954–4062 2041–2983
- [Denton u. Xu 2002] DENTON, John D. ; XU, L.: The effects of lean and sweep on transonic fan performance. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2002. – ISBN 0–7918–3610–X, S. 23–32
- [Deppe u. a. 2005] DEPPE, A ; SAATHOFF, Horst ; STARK, U: Spike-type stall inception in axial-flow compressors. In: *6th European Conference on Turbomachinery.* Lille, France, 2005 (March 2005)
- [Djeghri u. a. 2015] DJEGHRI, Noureddine ; VO, Huu D. ; YU, Hong: Parametric Study for Lossless Casing Treatment on a Mixed-flow Compressor Rotor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2015, S. 1–8
- [Dobrzynski u. a. 2007] DOBRZYNSKI, Boris ; SAATHOFF, Horst ; KOSYNA, G.: Influence of the Rotor Tip Stagger Angle on Axial Compressor Stall Inception. In: *Seventh European Turbomachinery Conference, Athens, Greece*, 2007, S. 327–337
- [Dodds u. Vahdati 2015a] DODDS, J. ; VAHDATI, M.: Rotating Stall Observations in a High Speed Compressor—Part I: Experimental Study. In: *J. Turbomach.* 137 (2015), Nr. 5, 051002. – DOI 10.1115/1.4028557. – ISSN 0889–504X
- [Dodds u. Vahdati 2015b] DODDS, J. ; VAHDATI, M.: Rotating Stall Observations in a High Speed Compressor—Part II: Numerical Study. In: *J. Turbomach.* 137 (2015), Nr. 5, 051003. – DOI 10.1115/1.4028558. – ISSN 0889–504X
- [Drela u. Youngren 1998] DRELA, Mark ; YOUNGREN, Harold: A User's Guide to MISES 2.53 / MIT Aerospace Computational Design Laboratory. Cambridge, MA, United States, 1998
- [Dunham 1965] DUNHAM, J.: Non Axisymmetric Flows in Axial Compressors. In: *Mechanical Engineering Science Monograph No 3.* IMechE, 1965

- [Emmons u. a. 1955] EMMONS, H.W. ; PEARSON, C. F. ; GRANT, H.P: Compressor Surge and Stall Propagation. In: *Transactions of the ASME, Vol. 77*, 1955, S. 455–469
- [Emmrich u. a. 2007a] EMMRICH, R. ; HÖNEN, H. ; NIEHUIS, R.: Time Resolved Investigations of an Axial Compressor with Casing Treatment Part 1 - Experiment. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2007
- [Emmrich u. a. 2007b] EMMRICH, R. ; KUNTE, R. ; HÖNEN, H. ; R.NIEHUIS: Time Resolved Investigations of an Axial Compressor with Casing Treatment Part 2 - Simulation. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2007
- [Enders 2011] ENDERS, Gerd: Umbau, Inbetriebnahme und experimentelle Untersuchungen des 4-stufigen Axialverdichters Rig250 Bau 6 am Verdichterprüfstand des Institutes für Antriebstechnik. Version:2011. 2011. – ISBN 9788578110796
- [Engber u. a. 2007] ENGBER, Martin ; RÜD, Klaus ; ARDEY, S: Advanced Technologies for Next Generation Regional Jets-Survey of Research Activities at MTU Aero Engines. In: *International Symposium on Air Breathing Engines* (2007), S. 1–11
- [Engel u. a. 2009] ENGEL, Karl ; ZSCHERP, Carsten ; WOLFRUM, Nina ; NÜRNBERGER, Dirk ; KÜGELER, Edmund: CFD Simulations of the TP400 IPC With Enhanced Casing Treatment in Off-Design Operating Conditions. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2009
- [Epstein u. a. 1989] EPSTEIN, Alan H. ; FLOWCS WILLIAMS, J E. ; GREITZER, Edward M.: Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines. 5 (1989), Nr. 2
- [Erlor 2012] ERLER, Engin: *Axial Compressor Blade Design for Desensitization of Aerodynamic Performance and Stability to Tip Clearance*, ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL, Diss., 2012. – DOI 10.1007/s13398–014–0173–7.2
- [Escuret u. Garnier 1996] ESCURET, J F. ; GARNIER, V.: Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor. In: *J. Turbomach.* 118 (1996), Nr. 4, 690. – DOI 10.1115/1.2840924. – ISSN 0889504X
- [Eulitz 1999] EULITZ, Frank: A RANS Method for the Time-Accurate Simulation of Wake Induced Boundary-Layer Transition in Turbine Flows. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 1999
- [Eulitz 2000] EULITZ, Frank: Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen / DLR, Institut für Antriebstechnik. Version:2000. 2000. – 197 S.
- [Fabri 1957] FABRI, Jean: Rotating Stall in Axial Flow Compressors. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* 24 (1957), nov, Nr. 11, 805–812. – DOI 10.2514/8.3975
- [Fink u. a. 1992] FINK, D A. ; CUMPSTY, N A. ; GREITZER, E. M.: Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System. In: *J. Turbomach.* 114 (1992), Nr. 2, 321. – DOI 10.1115/1.2929146. – ISSN 0889504X
- [Forrester u. a. 2007] FORRESTER, Alexander I J. ; SÓBESTER, András ; KEANE, Andy J.: Multi-Fidelity Optimization via Surrogate Modelling. In: *Proceedings: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 463 (2007), Nr. 2088, pp. 3251–3269. – DOI 10.2307/20209374. – ISBN 13645021

- [Freeman 1985] FREEMAN, Chris: Effect of tip clearance flow on compressor stability and engine performance. In: *Von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series* 5 (1985)
- [Freeman u. a. 1998] FREEMAN, Chris ; WILSON, A G. ; DAY, Ivor J. ; SWINBANKS, M A.: Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine. In: *J. Turbomach.* 120 (1998), S. 637–647
- [Frey u. a. 2014] FREY, Christian ; ASHCROFT, Graham ; KERSKEN, Hans-Peter ; VOIGT, Christian: a Harmonic Balance Technique for Multistage Turbomachinery Applications. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition* (2014), 1–13. – DOI 10.1115/GT2014–25230. ISBN 9780791845615
- [Fritsch u. a. 1997] FRITSCH, Gerd ; HOEGER, Martin ; BLAHA, C ; BAUER, D: Viscous 3D Compressor Simulations on Parallel Architectures. In: *9th Parallel CFD Conference*. Manchester, UK, 1997
- [Fujita u. Takata 1984] FUJITA, H. ; TAKATA, H.: A Study on Configurations of Casing Treatment for Axial Flow Compressors. In: *Bulletin of JSME* 27 (1984), Nr. 230
- [Furukawa u. a. 1998] FURUKAWA, M ; SAIKI, K ; NAGAYOSHI, K ; KUROMARU, M ; INOUE, Masahiro: Effects of Stream Surface Inclination on Tip Leakage Flow Fields in Compressor Rotors. 120 (1998), S. 683–692
- [Gallimore 2008] GALLIMORE, S. J.: Axial Compressor Design. In: *Cambridge Turbomachinery Course*. 2008
- [Gan u. a. 2016] GAN, Jiaye ; IM, Hong-sik ; ZHA, Ge-cheng: Delayed Detached Eddy Simulation of Rotating Stall for a Full Annulus Transonic Axial Compressor Stage. In: *Volume 2A: Turbomachinery*, ASME, jun 2016. – ISBN 978–0–7918–4969–9, S. V02AT37A051
- [Gannon u. Hobson 2007] GANNON, A. J. ; HOBSON, G. V.: Pre-stall modal instabilities in a transonic compressor rotor. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*. Beijing, China, 2007
- [Garnier u. a. 1990] GARNIER, V. H. ; EPSTEIN, Alan H. ; GREITZER, Edward M.: Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors. In: *Volume 1: Turbomachinery* (1990), jun, V001T01A052. – DOI 10.1115/90–GT–156. ISBN 978–0–7918–7904–7
- [Gelmedov 1998] GELMEDOV, F S.: *Ullited States Patent [19]*. 1998
- [Giersch u. a. 2014] GIERSCH, Thomas ; ARNOLD, K ; SCHRAPE, Sven: Numerical Analysis and Validation of the Rotor Blade Vibration Response Induced by High Pressure Compressor Deep Surge. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2014
- [Giles 1990] GILES, Michael B.: Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations. In: *AIAA Journal* 28 (1990), dec, Nr. 12, 2050–2058. – DOI 10.2514/3.10521. – ISSN 0001–1452
- [Goinis 2013] GOINIS, Georgios: Verbundprojekt: COORETEC-turbo Tranche 3, Teilverbundprojekt Verdichtung und Expansion, Vorhaben-Gruppe 1.1.5, Vorhaben Optimierung von transsonischen Verdichterstufen mit Gehäuseeinbauten, Förderkennzeichen 0327717C / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt. 2013

- [Goinis 2018] GOINIS, Georgios: Entwicklung und Anwendung von modernen optimierungsfähigen Auslegungsverfahren unter Berücksichtigung des Realgaseinflusses : Forschungsvorhaben 03ET7040R Verbundvorhaben COOREFLEX-turbo Teilvorhaben 1.2.4d : Zeitraum: 1.1.2015-31.12.2017. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Antriebstechnik, 2018
- [Goinis u. Nicke 2016] GOINIS, Georgios ; NICKE, Eberhard: Optimizing Surge Margin and Efficiency of a Transonic Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, ASME, jun 2016. – ISBN 978–0–7918–4969–9, V02AT37A048
- [Goinis u. a. 2011] GOINIS, Georgios ; STOLLENWERK, Stefan ; NICKE, Eberhard ; KUEGELER, Edmund: Steady State Versus Time-Accurate CFD in an Automated Airfoil Section Optimization of a Counter Rotating Fan Stage. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Vancouver, Canada : ASME, 2011. – ISBN 978–0–7918–5467–9, 1363–1373
- [Goinis u. a. 2013a] GOINIS, Georgios ; VOSS, Christian ; AULICH, Marcel: Automated Optimization of an Axial-Slot Type Casing Treatment for a Transonic Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, ASME, jun 2013 (GT2013-94765). – ISBN 978–0–7918–5523–2, V06BT43A011
- [Goinis u. a. 2013b] GOINIS, Georgios ; VOSS, Christian ; AULICH, Marcel: Circumferential Grooves for a Modern Transonic Compressor : Aerodynamic Effects , Benefits and Limitations. In: *European Turbomachinery Conference*. Lappeenranta, Finland, 2013, S. 1–14
- [Goto 1992] GOTO, A.: Three-Dimensional Flow and Mixing in an Axial Flow Compressor With Different Rotor Tip Clearances. In: *J. Turbomach.* 114 (1992), Nr. 3, S. 675–685. – DOI 10.1115/1.2929192
- [Gourdain u. a. 2006a] GOURDAIN, N. ; BURGUBURU, S. ; LEBOEUF, F. ; MITON, H.: Numerical simulation of rotating stall in a subsonic compressor. In: *Aerospace Science and Technology* 10 (2006), Nr. 1, S. 9–18. – DOI 10.1016/j.ast.2005.07.006. – ISSN 12709638
- [Gourdain u. a. 2006b] GOURDAIN, Nicolas ; BURGUBURU, S. ; MICHON, G. J. ; OUAHAYHA, N. ; LEBOEUF, Francis ; PLOT, S.: About the Numerical Simulation of Rotating Stall Mechanisms in Axial Compressors. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2006, S. 1–10
- [Gourdain u. a. 2010] GOURDAIN, Nicolas ; BURGUBURU, Stéphane ; LEBOEUF, Francis ; MICHON, Guy J.: Simulation of rotating stall in a whole stage of an axial compressor. In: *Computers & Fluids* 39 (2010), oct, Nr. 9, 1644–1655. – DOI 10.1016/j.compfluid.2010.05.017. – ISBN 978–3–642–56034–7
- [Gourdain u. Leboeuf 2009] GOURDAIN, Nicolas ; LEBOEUF, Francis: Unsteady Simulation of an Axial Compressor Stage With Casing and Blade Passive Treatments. In: *J. Turbomach.* 131 (2009), Nr. 2, 021013. – DOI 10.1115/1.2988156. – ISSN 0889504X
- [Gourdain u. a. 2007] GOURDAIN, Nicolas ; MONTAGNAC, M ; BOUSSUGE, J F.: Numerical Simulation of an Axial Compressor with Non Axisymmetric Casing Treatment. In: *2nd European Conference for Aerospace Sciences (EUCASS)*, 2007

- [Grahl u. Foitzik 1987] GRAHL, Klaus ; FOITZIK, Roland: Rotierende Ablösung und Pumpen als gekoppelte Instabilitätsform in Axialverdichtern - Ein Beitrag zur Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in Axialverdichteranlagen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 53 (1987), Nr. 1, S. 1–14. – DOI 10.1007/BF02558453. – ISSN 00157899
- [Greitzer 1976a] GREITZER, Edward M.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part I: Theoretical Compression System Model. In: *Journal of Engineering for Power* 98 (1976), Nr. 2, S. 190. – DOI 10.1115/1.3446138. – ISSN 00220825
- [Greitzer 1976b] GREITZER, Edward M.: Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part II: Experimental Results and Comparison With Theory. In: *Journal of Engineering for Power* 98 (1976), Nr. 2, S. 199. – DOI 10.1115/1.3446139. – ISSN 00220825
- [Greitzer u. a. 1979] GREITZER, Edward M. ; NIKKANEN, J. P. ; HADDAD, D. E. ; MAZZAWY, R. S. ; JOSLYN, H. D.: A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment. In: *J Fluids Eng* 101 (1979), Nr. 2, 237. – ISSN 00982202
- [Greitzer u. a. 2004] GREITZER, Edward M. ; TAN, Choon S. ; GRAF, Martin B.: *Internal Flow*. Bd. 1. Cambridge, UK : Cambridge University Press, 2004. – 736 S. – ISBN 0521343933
- [Grieb 2009] GRIEB, Hubert: *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer, 2009
- [Grothe u. Becker 2018] GROTHE, Patrick ; BECKER, Bernd: Erhöhung der Leistungsdichte in mehrstufigen Verdichtern durch Impulsausblasung und Einsaugen - COOREFLEX1.1.6a : Schlussbericht zur Nr. 8.2 NKBF 98 : im Verbundprogramm COOREFLEX-turbo. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, 2018
- [Guinet u. a. 2014a] GUINET, Cyril ; BETTRICH, Valentin ; GÜMMER, Volker: Parametric Study of the Bleed Position in a Tip Blowing Casing Treatment. In: *50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*. Reston, Virginia : American Institute of Aeronautics and Astronautics, jul 2014. – ISBN 978–1–62410–303–2
- [Guinet u. a. 2015] GUINET, Cyril ; INZENHOFER, André ; GÜMMER, Volker: Influencing Parameters of Tip Blowing Interacting with Rotor Tip Flow. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2015 (GT2015-42039)
- [Guinet u. a. 2014b] GUINET, Cyril ; STREIT, J A. ; KAU, Hans-Peter ; GÜMMER, Volker: Tip Gap Variation on a Transonic Rotor in the Presence of Tip Blowing. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2014, S. 1–10
- [Gülen 2016] GÜLEN, S. C.: Beyond Brayton Cycle : It Is Time To Change the Paradigm. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. Seoul, South Korea, 2016, S. 1–12
- [Gümmer u. a. 2001] GÜMMER, V ; WENGER, U ; P, H Kau: Using Sweep and Dihedral to Control Three-Dimensional Flow in Transonic Stators of Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 123 (2001), Januar, Nr. 1, S. 40–48
- [Gümmer 1999] GÜMMER, Volker: *Pfeilung und V-Stellung zur Beeinflussung der dreidimensionalen Strömung in Leiträdern transsonischer Axialverdichter*, TU München, Diss., 1999

- [Gümmer 2009] GÜMMER, Volker: *Strömungsarbeitsmaschine mit Nut an einem Laufspalt eines Schaufelendes*, Patent EP2143956A3. 2009
- [Hah 2016] HAH, Chunill: Effects of Double-Leakage Tip Clearance Flow on the Performance of a Compressor Stage With a Large Rotor Tip Gap. In: *Volume 2A: Turbomachinery*. Seoul, South Korea : ASME, jun 2016. – ISBN 978–0–7918–4969–9, V02AT37A005
- [Hah 2018] HAH, Chunill: The Inner Workings of Axial Casing Grooves in a One and a Half Stage Axial Compressor With A Large Rotor Tip Gap: Changes in Stall Margin and Efficiency. In: *Journal of Turbomachinery* (2018), aug. – DOI 10.1115/1.4041133. – ISSN 0889–504X
- [Hah u. a. 2008] HAH, Chunill ; BERGNER, Jörg ; SCHIFFER, Heinz-Peter: Tip Clearance Vortex Oscillation, Vortex Shedding and Rotating Instabilities in an Axial Transonic Compressor Rotor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2008, 2008. – ISBN 9780791843161, 57–65
- [Hah u. a. 2012] HAH, Chunill ; MÜLLER, Martin W. ; SCHIFFER, Heinz-Peter: Study of Convective Flow Effects in Endwall Casing Treatments in Transonic Compressor Rotors. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Copenhagen, Denmark, 2012, S. 1–12
- [Hah u. a. 1998] HAH, Chunill ; PUTERBAUGH, S. L. ; WADIA, Aspi R.: Control of Shock Structure and Secondary Flow Field inside Transonic Compressor Rotors through Aerodynamic Sweep. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 1998 (98-GT-561). – ISBN 9780791878620, S. 1–15
- [Hah u. Rabe 2001] HAH, Chunill ; RABE, Douglas C.: Role of Tip Clearance Flows on Flow Instability in Axial Flow Compressors. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2001
- [Hah u. a. 2004] HAH, Chunill ; RABE, Douglas C. ; WADIA, Aspi R.: Role of Tip-Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Swept Transonic Compressor Rotor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Vienna, Austria, 2004
- [Hall u. a. 1996] HALL, E J. ; HEIDEGGER, N J. ; WEBER, K E. ; DELANEY, R A.: Task 7 - Endwall Distortion Analysis Treatment Final Inlet Flow Report / NASA. 1996
- [Hartmann u. a. 1970] HARTMANN, Melvin J. ; BENSER, William A. ; HAUSER, Cavour H. ; RUGGERI, Robert S.: Fan and Compressor Technology. Version: 1970. 1970 (NASA SP-259)
- [Hathaway 2002] HATHAWAY, Michael D.: Self-Recirculating Casing Treatment Concept for Enhanced Compressor Performance. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2002 (July)
- [Hathaway 2007] HATHAWAY, Michael D.: Passive Endwall Treatments for Enhancing Stability / NASA. 2007 (TM-2007-214409)
- [Haukap 2006] HAUKAP, Carsten: *Zur Korrelation von Schaufelschwingungen und rotierenden Strömungsphänomenen in Axialverdichtern*, Technischen Universität München, Diss., 2006

- [Haukap u. a. 2000] HAUKAP, Carsten ; HOLSTE, F. ; KAMEIER, F.: Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitäten in Axialverdichtern und ihr Einfluß auf die Verdichterstabilität. 2000
- [Haynes u. a. 1993] HAYNES, Joel M. ; HENDRICKS, Gavin J. ; EPSTEIN, Alan H.: Active Stabilization of Rotating Stall in a Three-Stage Axial Compressor. In: *Volume 3C: General* (1993), may, V03CT17A007. – DOI 10.1115/93-GT-346. ISBN 978-0-7918-7892-7
- [He 1997] HE, L.: Computational Study of Rotating- Stall Inception in Axial Compressors. In: *J Propul Power* 13 (1997), Nr. 1, S. 31–38. – DOI 10.2514/2.5147. – ISSN 0748-4658
- [He u. Ismael 1997] HE, L. ; ISMAEL, J. O.: Computations of Blade Row Stall Inception in Transonic Flows. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 1997, S. 697–707
- [He u. Ning 1998] HE, L. ; NING, W.: Efficient Approach for Analysis of Unsteady Viscous Flows in Turbomachines. In: *AIAA Journal* 36 (1998), nov, Nr. 11, 2005–2012. – DOI 10.2514/2.328. – ISSN 0001-1452
- [Heinichen u. a. 2011] HEINICHEN, Frank ; GÜMMER, Volker ; SCHIFFER, H.-P.: Numerical Investigation of a Single Circumferential Groove Casing Treatment on three different Compressor Rotors. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2011 (GT2011-45905), S. 1–11
- [Hembera 2009] HEMBERA, Michael: *Numerischer Entwurf von effizienten Casing Treatments für einen 4,5-stufigen Hochdruckverdichter*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [Hembera u. a. 2008a] HEMBERA, Michael ; DANNER, Florian C. T. ; KAU, Hans-Peter ; BRIGNOLE, Giovanni A. ; KAU, Hans-Peter: Numerical Design and Optimization of Casing Treatments for Transonic Axial Compressors. In: *44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2008 (July)
- [Hembera u. a. 2008b] HEMBERA, Michael ; DANNER, Florian C. T. ; KAU, Hans-Peter ; BUTZEK, C ; JOHANN, Erik: Development of Circumferential Grooves for Axial Compressors Based on Flow Mechanisms. In: *44nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference Exhibit*, 2008 (AIAA 2008-4988)
- [Hembera u. a. 2008c] HEMBERA, Michael ; KAU, Hans-Peter ; JOHANN, Erik: Simulation of Casing Treatments of a Transonic Compressor Stage. In: *International Journal of Rotating Machinery* 2008 (2008), Nr. Article ID 657202. – DOI 10.1155/2008/657202. – ISSN 1023-621X
- [Hobbs 1995] HOBBS, D E.: *Active vaned passage casing treatment, Patent US5431533*. 1995
- [Hoeger u. a. 2004] HOEGER, Martin ; ENGBER, Martin ; BERGNER, Joerg: IMPACT OF TRANSONIC COMPRESSOR ROTOR LEADING EDGE SHAPE ON THE SHOCK STRUCTURE NEAR THE CASING, 2004, S. 1–7
- [Hoeger u. a. 1999] HOEGER, Martin ; FRITSCH, Gerd ; BAUER, D: Numerical Simulation of the Shock-Tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage. In: *J. Turbomach.* 121 (1999), S. 456–468

- [Hoeger u. a. 2000] HOEGER, Martin ; LAHMER, M ; DUPSLAFF, M ; FRITSCH, Gerd: A Correlation for Tip Leakage Blockage in Compressor Blade Passages. In: *J. Turbomach.* 122 (2000), S. 426–432
- [Hofmann 2006] HOFMANN, Willy H.: *Topologie und Entstehung von Blattspitzenwirbeln in transsonischen Verdichterrotoren und ihr Einfluss auf die Stabilitätsgrenze*, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Dissertation, 2006
- [Holmes 2008] HOLMES, D G.: Mixing Planes Revisited: A Steady Mixing Plane Approach Designed to Combine High Levels of Conservation and Robustness. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2008, 2008. – ISBN 978–0–7918–4316–1, 2649–2658
- [Horlock 2000] HORLOCK, J. H.: *The Determination of End-Wall Blockage in Axial Compressors: A Comparison Between Various Approaches*
- [Houghton u. Day 2011] HOUGHTON, Tim ; DAY, Ivor J.: Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves. In: *J. Turbomach.* 133 (2011), Nr. 2, 021007. – DOI 10.1115/1.4000569. – ISSN 0889504X
- [Houghton u. Day 2012] HOUGHTON, Tim ; DAY, Ivor J.: Stability Enhancement by Casing Grooves: The Importance of Stall Inception Mechanism and Solidity. In: *J. Turbomach.* 134 (2012), Nr. 2, 021003. – DOI 10.1115/1.4002986. – ISSN 0889504X
- [Hoying u. a. 1998] HOYING, Donald A. ; TAN, Choon S. ; VO, Huu D. ; GREITZER, Edward M.: Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, 1998
- [Huang u. a. 2008] HUANG, Xudong ; CHEN, Haixin ; FU, Song: CFD Investigation on the Circumferential Grooves Casing Treatment of Transonic Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, Asme, 2008. – ISBN 978–0–7918–4316–1, 581–589
- [Hummel 2002] HUMMEL, Frank: Wake–Wake Interaction and Its Potential for Clocking in a Transonic High-Pressure Turbine. In: *J. Turbomach.* 124 (2002), S. 69–76. – DOI 10.1115/1.1415036. – ISBN 0889–504X
- [Huppert 1952] HUPPERT, Merle C.: Preliminary Investigation of Flow Fluctuations During Surge and Blade Row Stall in Axial-Flow Compressors / NACA. Version: 1952. 1952. – ISBN 1993008357
- [Inoue u. a. 1986] INOUE, M. ; KUROMARU, M. ; FUKUHARA, M.: Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 108 (1986), Nr. 1, S. 7–14. – DOI 10.1115/1.3239889
- [Inoue u. a. 1998] INOUE, Masahiro ; FURUKAWA, Masato ; SAIKI, Kazuhisa ; YAMADA, Kazutoyo: Physical explanations of tip leakage flow field in an axial compressor rotor. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Stockholm, 1998
- [Inoue u. a. 2004] INOUE, Masahiro ; KUROMARU, Motoo ; YOSHIDA, Shinichi ; MINAMI, Takahiro ; YAMADA, Kazutoyo ; FURUKAWA, Masato: Effect of Tip Clearance on Stall Evolution Process in a Low-Speed Axial Compressor Stage. In: *Volume 5: Turbo Expo 2004, Parts A and B* Bd. 2004, ASME, 2004. – ISBN 0–7918–4170–7, S. 385–394

- [Inzenhofer 2018] INZENHOFER, André: Erhöhung der Leistungsdichte in mehrstufigen Verdichtern durch Impulsausblasung und Einsaugen : Schlussbericht : Teilverbundprojekt: 1. Verdichtung : Vorhaben Gruppe: 1.1 Effizientsteigerung : Vorhaben: CORREFLEX 1.1.6b : Laufzeit des Vorhabens: 01. Juni 2015 bis 31. Mai 2018. Technische Universität München, 2018
- [Inzenhofer u. a. 2016] INZENHOFER, Andre ; GUINET, Cyril ; HUPFER, Andreas ; BECKER, Bernd ; GROTHE, Patrick ; HEINICHEN, Frank: Difference in the Working Principle of Axial Slot and Tip Blowing Casing Treatments. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. Seoul, South Korea, 2016
- [Ito u. a. 2008] ITO, Yoichi ; WATANABE, Toshinori ; HIMENO, Takehiro: Effect of endwall contouring on flow instability of transonic compressor. In: *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems* 2 (2008), Nr. 1, S. 24–29. – ISBN 0–7918–3610–X
- [Ivanov 1965] IVANOV, Sergei K.: *Axial Blower, Patent US3189260*. 1965
- [Jameson 1991] JAMESON, Antony: Time Dependent Calculations Using Multigrid, with Applications to Unsteady Flows Past Airfoils and Wings. In: *AIAA 10th Computational Fluid Dynamics Conference*, 1991. – ISBN 3540201025, S. 14
- [Jennions u. Turner 1992] JENNIONS, I. K. ; TURNER, M. G.: Three-Dimensional Navier-Stokes Computations of Transonic Fan Flow Using an Explicit Flow Solver and an Implicit K - E Solver The 3D Navier-Stokes Code. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Cologne, Germany, 1992, S. 1–14
- [Johann 2009] JOHANN, Erik: Verbundvorhaben COOREFF; Teilvorhaben 1.2.5.a: 'Aerodynamische Auslegung einer Gehäusestrukturierung für einen hochbelasteten 4 Stufen-Hochdruck-Verdichter'. 2009. – 1–113 S.
- [Johann u. Heinichen 2011] JOHANN, Erik ; HEINICHEN, Frank: Back to back comparison of a casing treatment in a high speed multi-stage compressor test rig. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2011 (ISABE-2011-1223)
- [Kameier 1994] KAMEIER, Frank: *Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen*, TU Berlin, Diss., 1994
- [Kang u. a. 1995] KANG, C S. ; MCKENZIE, a B. ; ELDER, R L.: Recessed Casing Treatment Effects on Fan Performance and Flow Field. In: *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition* (1995), Nr. 95-GT-197. – ISSN 04021215
- [Kang u. Hirsch 1993] KANG, S. ; HIRSCH, C.: Experimental Study on the Three-Dimensional Flow Within a Compressor Cascade With Tip Clearance: Part II—The Tip Leakage Vortex. In: *J. Turbomach.* 115 (1993), Nr. 3, S. 444. – DOI 10.1115/1.2929271. – ISSN 0889504X
- [Khalid 1995] KHALID, S.A.: *The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise*, MIT, PhD Thesis, 1995. – 176 S.

- [Khalid u. a. 1999] KHALID, S.A. ; KHALSA, A. S. ; WAITZ, I. A. ; TAN, Choon S. ; GREITZER, Edward M. ; CUMPSTY, N. A. ; ADAMCZYK, John J. ; MARBLE, F. E.: Endwall Blockage in Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 121 (1999), Nr. 3, S. 499. – DOI 10.1115/1.2841344. – ISSN 0889504X
- [Khalsa 1996] KHALSA, A. S.: *Endwall blockage in axial compressors*, MIT, PhD Thesis, 1996
- [Kim u. a. 2011] KIM, Jin-Hyuk ; CHOI, Kwang-Jin ; KIM, Kwang-Yong: OPTIMIZATION OF A TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR CONSIDERING INTERACTION OF BLADE AND CASING TREATMENT TO IMPROVE OPERATING STABILITY. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Vancouver, British Columbia, Canada, 2011, S. 1–10
- [Kim u. a. 2013] KIM, Jin-Hyuk ; CHOI, Kwang-Jin ; KIM, Kwang-Yong: Aerodynamic analysis and optimization of a transonic axial compressor with casing grooves to improve operating stability. In: *Aerospace Science and Technology* 29 (2013), aug, Nr. 1, 81–91. – DOI 10.1016/j.ast.2013.01.010. – ISSN 12709638
- [Klaas u. Schröder 2005] KLAAS, Michael ; SCHRÖDER, Wolfgang: Experimental Investigation of Slender Streamwise Vortices and Oblique Shock – Vortex Interaction. In: *Fluid Dynamics* (2005), Nr. June, S. 1–18. ISBN 9781624100598
- [Klumpp 2018] KLUMPP, Stephan W.: Optimierung der hinteren Stufen eines Gasturbinenverdichters bei weiterer Erhöhung der Freiheitsgrade unter Berücksichtigung von Realgaseffekten : Schlussbericht : AG Turbo Cooreflex Vorhaben 1.2.4c : Zeitraum: 01.01.2015-31.12.2017. [Siemens AG, Power and Gas Division], 2018
- [Knight 1997] KNIGHT, Doyle D.: Automated optimal design using CFD and high performance computing. In: *Palma J.M.L.M., Dongarra J. (eds) Vector and Parallel Processing — VECPAR'96. VECPAR 1996. Lecture Notes in Computer Science, vol 1215*, 1997, 198–221
- [Koch 1970] KOCH, C. C.: Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of single stage axial ow compressor, Part VI—Final Report CR–54592 / NASA. 1970
- [Koch 1981] KOCH, C. C.: Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 103 (1981), Nr. 4, S. 645–656
- [Koff u. a. 1994] KOFF, S G. ; MAZZAWY, R S. ; NIKKANEN, J P. ; NOLCHEFF, N A.: *Case treatment for compressor blades*. 1994
- [Kroeckel 2011] KROECKEL, T: Application of a Multistage Casing Treatment in a High Speed Axial Compressor Test Rig. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2011 (GT2011-46315)
- [Kröger 2010] KRÖGER, Georg: *Beeinflussung von Rotorspaltströmungen durch rotationssymmetrische Gehäusekonturen*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2010
- [Kröger u. a. 2009] KRÖGER, Georg ; CORNELIUS, Christian ; NICKE, Eberhard: Rotor Casing Contouring in High Pressure Stages of Heavy Duty Gas Turbine Compressors With Large Tip Clearance Heights. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air Bd.* 2009, 2009. – ISBN 9780791848883, 215–225

- [Lakshminarayana 1995] LAKSHMINARAYANA, Budugur: *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc., 1995. – ISBN 9780470172629
- [Lee u. Greitzer 1990] LEE, N. K. W. ; GREITZER, Edward M.: Effects of Endwall Suction and Blowing on Compressor Stability Enhancement. In: *J. Turbomach.* 112 (1990), Nr. 1, 133–144. – DOI 10.1115/1.2927410. – ISSN 0889504X
- [van Leer 1979] LEER, B van: Towards the ultimate conservative difference scheme V: a second order sequel to Godunov' method. In: *J. Comput. Phys.* 32 (1979), Nr. May 2016, S. 101–136
- [Legras u. a. 2011a] LEGRAS, Guillaume ; CASTILLON, L ; TRÉBINJAC, I ; GOURDAIN, Nicolas: Flow Mechanisms induced by Non-Axisymmetric Casing Treatment in a Transonic Axial Compressor. In: *10th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, 2011 (July), S. 1–10
- [Legras u. a. 2009] LEGRAS, Guillaume ; GOURDAIN, Nicolas ; TREBINJAC, I: Numerical Analysis of the Tip Leakage Flow Field in a Transonic Axial Compressor with Circumferential Casing Treatment. (2009), Nr. September, S. 7–12
- [Legras u. a. 2011b] LEGRAS, Guillaume ; GOURDAIN, Nicolas ; TREBINJAC, I. ; OTTAVY, Xavier: Analysis of Unsteadiness on Casing Treatment Mechanisms in an Axial Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2011
- [Legras u. a. 2011c] LEGRAS, Guillaume ; GOURDAIN, Nicolas ; TRÉBINJAC, Isabelle: Extended methodology for analysing the flow mechanisms induced by casing treatment in compressor. In: *9th European Conference on Turbomachinery*, 2011. – ISBN 9789755613918
- [Legras u. a. 2012] LEGRAS, Guillaume ; TRÉBINJAC, Isabelle ; GOURDAIN, Nicolas ; OTTAVY, Xavier ; CASTILLON, Lionel: A Novel Approach to Evaluate the Benefits of Casing Treatment in Axial Compressors. In: *International Journal of Rotating Machinery* 2012 (2012), S. 1–19. – DOI 10.1155/2012/975407. – ISSN 1023–621X
- [Leinhos u. a. 2001] LEINHOS, Dirk C. ; SCHEIDLER, Stephan ; FOTTNER, Leonhard ; MUNCHEN, Universitat Der B.: Active Stabilization of a Low Pressure Compressor in a Turbofan Engine with Constant Air Injection. In: *37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Salt Lake City, Utah, US, 2001 (AIAA 2001-3312)
- [Lejon u. a. 2017] LEJON, Marcus ; ANDERSSON, Niklas ; SCIENCES, Maritime ; ELLBRANT, Lars: The surge margin of an axial compressor: estimations from steady state simulations. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*, 2017, S. 1–13
- [Lengyel-Kampmann u. a. 2014] LENGYEL-KAMPMANN, Timea ; VOSS, Christian ; NICKKE, Eberhard ; RÜD, Klaus-Peter ; SCHABER, Reinhold: Generalized Optimization of Counter-Rotating and Single-Rotating Fans. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2014, 1–13
- [Li 2013] LI, Yan-Ling: *Numerical Simulations of Rotating Stall in Axial Flow Compressors*, University of Sussex, DPhil Thesis, 2013

- [Lieblein 1959] LIEBLEIN, Seymor: Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades. In: *Trans. of the ASME, Journal of Basic Engineering*, 1959, S. 387–400
- [Lieblein u. a. 1953] LIEBLEIN, Seymor ; SCHWENK, Francis C. ; BRODERICK, Robert L.: Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements. Version: 1953. 1953 (121)
- [Lu u. a. 2006a] LU, Xingen ; CHU, Wuli ; ZHU, Junqiang ; WU, Yanhui: Experimental and Numerical Investigation of a Subsonic Compressor With Bend Skewed Slot Casing Treatment. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2006, S. 1–11
- [Lu u. a. 2006b] LU, Xingen ; CHU, Wuli ; ZHU, Junqiang ; WU, Yanhui: Mechanisms of the Interaction between Casing Treatment and Tip Leakage Flow in a Subsonic Axial Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Barcelona, Spain, 2006, S. 1–12
- [Lu u. a. 2005] LU, Xingen ; ZHU, Junqiang ; CHU, Wuli ; WANG, Rugen: The Effects of Stepped Tip Gap on Performance and Flowfield of a Subsonic Axial-Flow Compressor Rotor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005, S. 1–8
- [Lu u. a. 2008] LU, Xingen ; ZHU, Junqiang ; NIE, Chaoqun ; HUANG, Weiguang: The Stability-Limiting Flow Mechanisms in a Subsonic Axial-Flow Compressor and its Passive Control With Casing Treatment. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2008, S. 1–11
- [Madden u. West 2005] MADDEN, Donald S. ; WEST, Matt A.: Effects of Inlet Distortion on the Stability of an Advanced Military Swept Fan Stage with Casing Treatment. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2005, S. 1–11
- [Mahesh 1996] MAHESH, Krishnan: A model for the onset of breakdown in an axisymmetric compressible vortex. In: *Physics of Fluids* 8 (1996), Nr. 12, 3338–3345. – DOI 10.1063/1.869121. – ISSN 10706631
- [Mailach u. a. 2001] MAILACH, R. ; LEHMANN, I. ; VOGELER, K.: Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex. In: *J. Turbomach.* 123 (2001), Nr. 3, 453. – DOI 10.1115/1.1370160. – ISSN 0889504X
- [Mathioudakis u. Breugelmans 1985] MATHIOUDAKIS, K ; BREUGELMANS, F A E.: Development of Small Rotating Stall in a Single Stage Axial Compressor [f t l. (1985)
- [Mayenberger u. a. 2013] MAYENBERGER, Tobias ; KAU, Hans-Peter ; BRIGNOLE, Giovanni A.: Aerodynamic Design of Abradable Liners With Integrated Endwall, 2013, S. 1–11
- [McDougall u. a. 1990] MCDUGALL, N. M. ; CUMPSTY, N. A. ; HYNES, T. P.: Stall Inception in Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 112 (1990), Nr. 1, 116–123. – DOI 10.1115/1.2927406. – ISSN 0889504X
- [Mileshin u. a. 2008] MILESHIN, Victor ; BRAILKO, Igor ; STARTSEV, Andrew: Application of Casing Circumferential Grooves to Counteract the Influence of Tip Clearance. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2008 (GT2008-51147)

- [Mönig u. Waltke 2010] MÖNIG, Reinhard ; WALTKE, Ulrich: Verdichter. In: LECHNER, Christof (Hrsg.) ; SEUME, Jörg (Hrsg.): *Stationäre Gasturbinen*. 2010 (VDI-Buch), Kapitel 7
- [Moore 1984] MOORE, F. K.: A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I—Small Disturbances. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), Nr. 2, 313. – DOI 10.1115/1.3239565. – ISSN 07424795
- [Moore u. Greitzer 1986] MOORE, Royce D. ; GREITZER, Edward M.: A Theory of Post-Stall Transients in Multistage Axial Compression Systems / NASA. 1986
- [Moore u. a. 1971] MOORE, Royce D. ; KOVICH, G. ; BLADE, R. J.: Effect of casing treatment on overall and blade element performance of a compressor rotor. (1971)
- [Moore u. Osborn 1977] MOORE, Royce D. ; OSBORN, Walter M.: Effects of tip clearance on overall performance of transonic fan stage with and without casing treatment / NASA. Version: 1977. NASA Lewis Research Center; Cleveland, OH, United States, 1977 (NASA-TM-X-3479)
- [Müller 2011] MÜLLER, Martin W.: *Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters*, Diss., 2011
- [Müller u. a. 2008] MÜLLER, Martin W. ; BIELA, Christoph ; SCHIFFER, Heinz-Peter ; HAH, Chunill: Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-Stage Transonic Compressor With Circumferential Grooves. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2008, ASME, 2008
- [Müller u. a. 2007] MÜLLER, Martin W. ; SCHIFFER, Heinz-Peter ; HAH, Chunill: Effect of Circumferential Grooves on the Aerodynamic Performance of an Axial Single-Stage Transonic Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2007, ASME, 2007, 115–124
- [Müller u. a. 2011] MÜLLER, Martin W. ; VOGES, Melanie ; HAH, Chunill: Investigation of Passage Flow Features in a Transonic Compressor Rotor With Casing Treatments. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Vancouver, British Columbia, Canada, 2011
- [Nezym 2004] NEZYM, Vitaliy Y.: Development of New Casing Treatment Configuration. In: *JSME International Journal Series B* 47 (2004), Nr. 4, 804–812. – DOI 10.1299/jsmeb.47.804. – ISSN 1340–8054
- [Niazi 2000] NIAZI, Saeid: *NUMERICAL SIMULATION OF ROTATING STALL AND SURGE ALLEVIATION IN AXIAL COMPRESSORS*, Georgia Institute of Technology, Diss., 2000
- [Nolcheff 1996] NOLCHEFF, N A.: *Flow aligned plenum endwall treatment for compressor blades*, Patent US5586859. 1996
- [Obrecht 2006] OBRECHT, Thierry: HP Compressor preliminary design. In: DÉNOS, R. (Hrsg.) ; BROUCKAERT, J.-F. (Hrsg.): *VKI Lecture Series 2006, Advances in Axial compressor Aerodynamics*. von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006. – ISBN 2–930389–68–0

- [Osborn u. a. 1971] OSBORN, Walter M. ; LEWIS, JR, George W. ; HEIDELBERG, Laurence J. ; LEWIS, George W.: Effect of several porous casing treatments on stall limit and on overall performance of an axial-flow compressor rotor / National Aeronautics and Space Administration. 1971 (November)
- [Paduano u. a. 1991] PADUANO, J. ; EPSTEIN, a. H. ; VALAVANI, L. ; LONGLEY, J. P. ; GREITZER, Edward M. ; GUENETTE, G. R.: Active Control of Rotating Stall in a Low Speed Axial Compressor. In: *Volume 1: Turbomachinery* (1991), jun, V001T01A036. – DOI 10.1115/91-GT-088. ISBN 978-0-7918-7898-9
- [Paduano u. a. 2001] PADUANO, J D. ; GREITZER, Edward M. ; EPSTEIN, A H.: Compression System Stability and Active Control. In: *Annu. Rev. Fluid Mech.* 33 (2001), S. 491–517. – DOI 10.1146/annurev.fluid.33.1.491
- [Pampreen 1993] PAMPREEN, Ronald C.: *Compressor Surge and Stall*. Norwich, Vermont : Concepts ETI, Inc., 1993
- [Pardowitz u. a. 2014] PARDOWITZ, Benjamin ; TAPKEN, Ulf ; NEUHAUS, Lars ; ENGHARDT, Lars: GT2014-26323. (2014), Nr. 1, S. 1–13. – DOI 10.1115/1.4028686
- [Park 1994] PARK, Han G.: *Unsteady Disturbance Structures in Axial Flow Compressor Stall Inception*, Massachusetts Institute of Technology, Master Thesis, 1994
- [Paulon u. Dehondt 1982] PAULON, J ; DEHONDT, D: *Influence of casing treatment on the operating range of axial compressors*. 1982
- [Perrot u. a. 2007] PERROT, V. ; TOUYERAS, A. ; LUCIEN, G.: Detailed CFD Analysis of a Grooved Casing Treatment on an Axial Subsonic Compressor. In: *7th European Conference on Turbomachinery*. Athen, Griechenland, 2007, S. 305–316
- [Peters 2004] PETERS, Thomas: *Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluß von rotierenden Eintrittsstörungen*, Universität der Bundeswehr München, Diss., 2004
- [Prince Jr u. a. 1974] PRINCE JR, D. C. ; WISLER, D. C. ; HILVERS, D. E. ; PRINCE, D. C. ; WISLER, D. C. ; HILVERS, D. E. ; PRINCE D. C., Jr. ; WISLER, D. C. ; HILVERS, D. E.: Study of casing treatment stall margin improvement phenomena / National Aeronautics and Space Administration. Version: 1974. 1974 (NASA-CR-1134552)
- [Pullan u. a. 2015] PULLAN, G. ; YOUNG, A. M. ; DAY, Ivor J. ; GREITZER, E. M. ; SPARKOVSKY, Z. S.: Origins and Structure of Spike-Type Rotating Stall. In: *J. Turbomach.* 137 (2015), Nr. 5, 051007. – DOI 10.1115/1.4028494. – ISBN 978-0-7918-4474-8
- [Puterbaugh u. Brendel 1997] PUTERBAUGH, S. L. ; BRENDL, M.: Tip Clearance Flow – Shock Interaction in a Transonic Compressor Rotor. In: *J Propul Power* 13 (1997), Nr. 1
- [Rabe u. Hah 2002] RABE, D C. ; HAH, Chunill: Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air* Bd. 2002, ASME, 2002, 1141–1153
- [Rains 1954] RAINS, A.: *Tip Clearance Flows in Axial Compressors and Pumps*, California Institute of Technology, Diss., 1954

- [Reid u. Moore 1978] REID, Lonnie ; MOORE, Royce D.: Performance of Single-Stage Axial-Flow Transonic Compressor With Rotor and Stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26, Respectively, and With Design Pressure Ratio of 1.82 / NASA, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. 1978 (TP-1338)
- [Rieß u. Gehring 1996] RIESS, W. ; GEHRING, S.: Pumpgrenzbestimmung, Abschlussbericht zum Vorhaben 1.220 im Teilverbund-Projekt Turbotech der Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbine / Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover. Hannover, 1996
- [Robens 2015] ROBENS, Sebastian: *Stationäre nicht-lokale Randbedingungen für zell-zentrierte Schemata und integrale Bilanzierung von Casing-Treatments in Turboverdichtern*, RWTH Aachen, Diss., 2015
- [Roe 1981] ROE, P. L.: Approximate Riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes. In: *Journal of Computational Physics* 43 (1981), Nr. 2, S. 357–372. – DOI 10.1016/0021-9991(81)90128-5. – ISBN 9788578110796
- [Saathoff 2001] SAATHOFF, Horst: Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichtern, Bd. 2001-05 d. Reihe ZLR Forschungsbericht. Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik, Technische Universität Braunschweig. 2001
- [Saathoff u. Stark 2000] SAATHOFF, Horst ; STARK, Udo: Tip Clearance Flow Induced Endwall Boundary Layer Separation in a Single-Stage Axial-Flow Low-Speed Compressor. In: *Volume 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery*, ASME, may 2000. – ISBN 978-0-7918-7854-5, V001T03A070
- [Sakulkaew u. a. 2013] SAKULKAEW, S. ; TAN, C. S. ; DONAHOO, E. ; CORNELIUS, C. ; MONTGOMERY, M.: Compressor Efficiency Variation With Rotor Tip Gap From Vanishing to Large Clearance. In: *J. Turbomach.* (2013). – DOI 10.1115/1.4007547. – ISBN 9780791844748
- [Sakuma u. a. 2016] SAKUMA, Yasunori ; WATANABE, Toshinori ; HIMENO, Takehiro: Numerical Analysis of Transonic Compressor With Various Tip Clearance Gaps. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2016
- [Sakuma u. a. 2013] SAKUMA, Yasunori ; WATANABE, Toshinori ; HIMENO, Takehiro ; KATO, Dai ; MUROOKA, Takeshi ; SHUTO, Yukari: Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth on Flow Instability. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*. San Antonio, Texas, USA, 2013, S. 1–11
- [Sakuma u. a. 2014] SAKUMA, Yasunori ; WATANABE, Toshinori ; HIMENO, Takehiro ; KATO, Dai ; MUROOKA, Takeshi ; SHUTO, Yukari: Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Application to two different Compressor Rotors. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2014, S. 1–12
- [Saxer u. Giles 1993] SAXER, Andre P. ; GILES, Michael B.: Quasi-three-dimensional nonreflecting boundary conditions for Euler equations calculations. In: *J Propul Power* 9 (1993), Nr. 2, 263–271. – DOI 10.2514/3.23618. – ISSN 0748-4658

- [Schäffler 1979] SCHÄFFLER, A.: Experimental and Analytical Investigation of the Effects of Reynolds Number and Blade Surface Roughness on Multistage Axial Flow Compressors. In: *ASME Gas Turbine Conference*. San Diego, California, USA, 1979
- [Schlechtriem u. Lötzerich 1997] SCHLECHTRIEM, Stefan ; LÖTZERICH, Michael: Breakdown of Tip Leakage Vortices in Compressors at Flow Conditions Close to Stall. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Orlando, Florida, 1997, S. 1–8
- [Schlichting u. a. 2006] SCHLICHTING, H. ; KRAUSE, E. ; GERSTEN, Klaus ; OERTEL, H. J.: *Grenzschicht-Theorie*. Springer Science & Business Media, 2006. – 799 S.
- [Schmitt u. a. 2001] SCHMITT, S. ; EULITZ, Frank ; WALLSCHEID, L. ; ARNONE, A. ; MARCONCINI, M.: Evaluation of Unsteady CFD Methods by their Application to a Transonic Propfan Stage. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. New Orleans, Louisiana, USA, 2001 (2001-GT-0310)
- [Schmitz 2013] SCHMITZ, Andreas: *Entwicklung eines objektorientierten und parallelisierten Gradient Enhanced Kriging Ersatzmodells*, Diss., 2013
- [Schnell u. a. 2011] SCHNELL, R ; VOGES, Melanie ; MÖNIG, Reinhard ; MÜLLER, Martin W. ; ZSCHERP, C: Investigation of Blade Tip Interaction With Casing Treatment in a Transonic Compressor, Part II: Numerical Results. In: *J. Turbomach.* 133 (2011), Nr. 1, 11008. – DOI 10.1115/1.4000490
- [Schnell 2004] SCHNELL, Rainer: Investigation of the Tonal Acoustic Field of a Transonic Fanstage by Time-Domain CFD-Calculations with Arbitrary Blade Counts. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2004 (GT2004-54216), S. 1–11
- [Schnös u. Nicke 2017] SCHNÖS, M. ; NICKE, E.: A Database of Optimal Airfoils for Axial Compressor Throughflow Design. In: *J. Turbomach.* 139 (2017), Nr. 5. – DOI 10.1115/1.4035075
- [Schobeiri 2001] SCHOBEIRI, M.T.: Active Aerodynamic Control of Multi-Stage Axial Compressor Instability and Surge by Dynamically Adjusting the Stator Blades. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2001
- [Schönweitz u. a. 2013] SCHÖNWEITZ, Dirk ; VOGES, Melanie ; GOINIS, Georgios ; ENDERS, Gerd ; JOHANN, Erik: Experimental and Numerical Examinations of a Transonic Compressor-Stage with Casing Treatment. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2013, S. 1–14
- [Schrapp 2009] SCHRAPP, Henner: *Experimentelle Untersuchungen zum Aufplatzen des Spaltwirbels in Axialverdichtern*, TU Braunschweig, Diss., 2009
- [Schrapp u. a. 2008] SCHRAPP, Henner ; STARK, Udo ; SAATHOFF, Horst: Breakdown of the Tip Clearance Vortex in a Rotor Equivalent Cascade and in a Single-Stage Low-Speed Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, Asme, 2008 (GT2008-50195). – ISBN 978–0–7918–4316–1, 115–129
- [Schrapp u. a. 2009] SCHRAPP, Henner ; STARK, Udo ; SAATHOFF, Horst: Unsteady behaviour of the tip clearance vortex in a rotor equivalent compressor cascade. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009 (GT2008-50195)

- [Schweitzer u. Garberoglio 1984] SCHWEITZER, J.K. ; GARBEROGLIO, J.E.: Maximum loading capability of axial flow compressors. In: *J Aircraft* 21 (1984), Nr. 8. – DOI doi:10.2514/6.1983–1163. – ISSN 00218669
- [Seitz 1999] SEITZ, Peter: *Casing Treatment for Axial Flow Compressors*, Cambridge University, Diss., 1999
- [Seitz 2009] SEITZ, Peter: *Anti-stall casing treatment for turbo compressors*, Patent US 7575412 B2. 2009
- [Shabbir u. Adamczyk 2005] SHABBIR, Aamir ; ADAMCZYK, John J.: Flow Mechanism for Stall Margin Improvement due to Circumferential Casing Grooves on Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 127 (2005), Nr. 4, 708–717. – DOI 10.1115/1.2008970
- [Shahpar 2004] SHAHPAR, Shahrokh: A Review of Automatic Optimisation Applications in Aerodynamic Design of Turbomachinery Components. In: *ERCOTAC Design Optimization: Methods & Applications*. Athens, Greece, 2004 (ERCODO2004_233)
- [Siller u. Aulich 2010] SILLER, Ulrich ; AULICH, Marcel: Multidisciplinary 3D-Optimization of a Fan Stage Performance Map With Consideration of the Static and Dynamic Rotor Mechanics. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, ASME, 2010, 317–328
- [Siller u. a. 2009] SILLER, Ulrich ; VOSS, Christian ; NICKE, Eberhard: Automated Multi-disciplinary Optimization of a Transonic Axial Compressor. In: *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, 2009
- [Simpson u. Longley 2007] SIMPSON, Alexander K. ; LONGLEY, John P.: An Experimental Study of the Inception of Rotating Stall in a Single-Stage Low-Speed Axial Compressor. In: *Volume 6: Turbo Expo 2007, Parts A and B* (2007), 87–97. – DOI 10.1115/GT2007–27181. ISBN 0–7918–4795–0
- [Smith u. Fletcher 1954] SMITH, A G. ; FLETCHER, P J.: *Observations on the Surging of Various Low-speed Fans and Compressors*. National Gas Turbine Establishment, 1954 (Memorandum)
- [Smith u. Cumpsty 1984] SMITH, G. D. J. ; CUMPSTY, N. A.: Flow Phenomena in Compressor Casing Treatment. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), Nr. 3, 532–541. – DOI 10.1115/1.3239604
- [Smith 1970] SMITH, Leroy H.: Casing Boundary Layers in Multistage Axial-Flow Compressors. In: *Flow Research on Blading* 106 (1970), S. 635–647
- [Smith u. Yeh 1963] SMITH, Leroy H. ; YEH, Hsuan: Sweep and Dihedral Effects in Axial-Flow Turbomachinery. In: *Journal of Basic Engineering* 85 (1963), Nr. 3, 401. – DOI 10.1115/1.3656623. – ISSN 00219223
- [Spakovszky u. a. 1999a] SPAKOVSZKY, Z. S. ; SCHALKWYK, M V. ; WEIGL, H J. ; PADUANO, J D. ; SUDER, Kenneth L. ; BRIGHT, M M.: Rotating Stall Control in a High-Speed Stage With Inlet Distortion: Part II— Circumferential Distortion. In: *J. Turbomach.* 121 (1999), S. 517–524

- [Spakovszky u. a. 1999b] SPAKOVSZKY, Z. S. ; WEIGL, H J. ; PACLUANO, J D. ; SCHALKWYK, C M V. ; SUDER, Kenneth L. ; BRIGHT, M M.: Rotating Stall Control in a High-Speed Stage With Inlet Distortion: Part I—Radial Distortion. In: *J. Turbomach.* 121 (1999), S. 510–516
- [Spurk u. Aksel 2006] SPURK, Joseph H. ; AKSEL, Nuri: *Strömungslehre*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. – ISBN 9783540384397
- [Stetson 1982] STETSON, H.D.: Designing for Stability in Advanced Turbine Engines. In: *AGARD CP 324, Engine Handling*, 1982
- [Storer u. Cumpsty 1991] STORER, J. A. ; CUMPSTY, N. A.: Tip Leakage Flow in Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 113 (1991), Nr. 2, S. 252. – DOI 10.1115/1.2929095. – ISSN 0889504X
- [Storer u. Cumpsty 1994] STORER, J. A. ; CUMPSTY, N. A.: An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors. In: *J. Turbomach.* 116 (1994), Nr. 4, 648. – DOI 10.1115/1.2929457. – ISBN 9780791878880
- [Strazisar u. a. 2004] STRAZISAR, Anthony J. ; THORP, Scott ; BRIGHT, Michelle M. ; SUDER, Kenneth L. ; CULLEY, Dennis E.: Compressor Stall Control Through Enwall Recirculation. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2004, S. 1–13
- [Streit u. a. 2013a] STREIT, J A. ; BRANDSTETTER, Christoph ; HEINICHEN, Frank ; KAU, Hans-Peter: An Advanced Axial-Slot Casing Treatment on a Tip-Critical Transonic Compressor Part 2: Taking a Closer Look with CFD. In: *10th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC*. Lappeenranta, Finland, 2013
- [Streit u. a. 2013b] STREIT, J A. ; HEINICHEN, Frank ; KAU, Hans-Peter: Axial-Slot Casing Treatments Improve the Efficiency of Axial Flow Compressors: Aerodynamic Effects of a Rotor Redesign. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition* American Society of Mechanical Engineers, 2013
- [Suder 1998] SUDER, Kenneth L.: Blockage Development in a Transonic, Axial Compressor Rotor. In: *J. Turbomach.* 120 (1998), Nr. 3, 465–476. – DOI 10.1115/1.2841741
- [Suder u. Celestina 1996] SUDER, Kenneth L. ; CELESTINA, M. L.: Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor. In: *J. Turbomach.* 118 (1996), Nr. 2, S. 218–229. – DOI 10.1115/1.2836629
- [Suder u. a. 2001] SUDER, Kenneth L. ; HATHAWAY, Michael D. ; THORP, Scott A. ; STRAZISAR, Anthony J. ; BRIGHT, Michelle B.: Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection. In: *J. Turbomach.* 123 (2001), Nr. 1, 14–23. – DOI 10.1115/1.1330272. – ISSN 0889504X
- [Takata u. Tsukuda 1977] TAKATA, H. ; TSUKUDA, Y.: Stall margin improvement by casing treatment—its mechanism and effectiveness. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 99(1) (1977), Nr. January, 121–133. – DOI 10.1115/1.3446241
- [Tan 2006] TAN, Choon S.: Three dimensional and tip clearance flows in compressors. In: *Advances in Axial Compressor Aerodynamics*. VKI Lecture Series, 2006

- [Tan u. a. 2010] TAN, Choon S. ; DAY, Ivor J. ; MORRIS, S. ; WADIA, A.: Spike-Type Compressor Stall Inception, Detection, and Control. In: *Annu. Rev. Fluid Mech.* 42 (2010), jan, Nr. 1, 275–300. – DOI 10.1146/annurev-fluid-121108-145603. – ISSN 0066-4189
- [Thévenin u. Janiga 2008] THÉVENIN, Dominique (Hrsg.) ; JANIGA, Gábor (Hrsg.): *Optimization and Computational Fluid Dynamics*. 2008. – ISBN 9783540721529
- [Thomer u. a. 2000] THOMER, Oliver J. ; KRAUSE, E ; SCHR, W ; MEINKE, M: Computational Study of Normal and Oblique Shock-Vortex Interactions. In: *European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering ECCOMAS*, 2000 (September), S. 11–14
- [Thomer u. a. 2005] THOMER, Oliver J. ; KRAUSE, Egon ; SCHRÖDER, Wolfgang: Interaction Between Longitudinal Vortices and Normal and Oblique Shocks. In: BLACKMORE, Denis L. (Hrsg.) ; KRAUSE, Egon (Hrsg.) ; TUNG, Chee (Hrsg.): *Vortex Dominated Flows: A Volume Celebrating Lu Ting's 80th Birthday*. World Scientific Publishing, 2005, S. 199–226
- [Thomer u. a. 2001] THOMER, Oliver J. ; SCHRÖDER, W. ; KRAUSE, E: Normal and Oblique Shock-Vortex Interaction. In: *RDAMM-2011* 6 (2001), 24–29
- [Traupel 1982] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen, Bd. II*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1982
- [Tuo u. a. 2010] TUO, Wei ; LU, Yajun ; YUAN, Wei ; ZHOU, Sheng ; LI, Qiushi: Experimental Investigation on the Effects of Unsteady Excitation Frequency of Casing Treatment on Transonic Compressor Performance. In: *J. Turbomach.* 133 (2010), Nr. 2. – DOI 10.1115/1.4000581
- [Vo 2001] VO, Huu D.: *Role of Tip Clearance Flow on Axial Compressor Stability*, MIT, Diss., 2001. – 1–95 S.
- [Vo u. a. 2008] VO, Huu D. ; TAN, Choon S. ; GREITZER, Edward M.: Criteria for Spike Initiated Rotating Stall. In: *J. Turbomach.* 130 (2008), Nr. 1. – DOI 10.1115/1.2750674
- [Voges u. a. 2011] VOGES, Melanie ; SCHNELL, Rainer ; WILLERT, C ; MÖNIG, R ; MÜLLER, Martin W. ; ZSCHERP, C ; HOEHE, Linder: Investigation of Blade Tip Interaction With Casing Treatment in a Transonic Compressor, Part I: Particle Image Velocimetry. In: *J. Turbomach.* 133 (2011), Nr. 1, 11007. – DOI 10.1115/1.4000489
- [Voges u. a. 2013] VOGES, Melanie ; WILLERT, C. ; MÖNIG, R. ; SCHIFFER, H.-P.: The Effect of a Bend-Slot Casing Treatment on the Blade Tip Flow Field of a Transonic Compressor Rotor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, ASME, jun 2013. – ISBN 978-0-7918-5522-5, V06AT35A001
- [Voges u. a. 2008] VOGES, Melanie ; WILLERT, Chris ; SCHNELL, Rainer ; MÜLLER, Martin W.: PIV Application for Investigation of the Rotor Blade Tip Interaction with a Casing Treatment in a Transonic Compressor Stage 1 Introduction 2 Testcase and Setup. In: *14th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 2008

- [Voigt u. Ashcroft 2016] VOIGT, Christian ; ASHCROFT, Graham: On the Extension of a Harmonic Balance Method for the Simulation of Compressor Casing Treatments. In: *Volume 2C: Turbomachinery*, ASME, jun 2016. – ISBN 978–0–7918–4971–2, V02CT39A035
- [Voß u. a. 2014] VOSS, Christian ; AULICH, Marcel ; RAITOR, Till: Metamodel assisted aeromechanical optimization of a transonic centrifugal compressor. In: *15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-15*, 2014
- [Wadia u. a. 1997] WADIA, A R. ; SZUCS, P N. ; CRALL, D W.: Inner Workings of Aerodynamic Sweep. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Orlando, Florida, USA, 1997 (97-GT-401)
- [Wadia u. a. 1995] WADIA, Aspi R. ; HAH, Chunill ; RABE, Douglas C.: The Impact of Forward Sweep on Tip Clearance Flows in Transonic Compressors. In: *24th International Congress of the Aeronautical Sciences*, 1995
- [Wang u. a. 2015] WANG, W. ; CHU, W. ; ZHANG, H.: Numerical investigation on the effect of a plenum chamber with slot-type casing treatment on the performance of an axial transonic compressor. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 229 (2015), Nr. 4, 393–405. – DOI 10.1177/0957650915585467. – ISSN 0957–6509
- [Weichert 2011] WEICHERT, Stephanie A.: *Tip Clearance Flows in Axial Compressors: Stall Inception and Stability Enhancement*, University of Cambridge, Diss., 2011
- [Weichert u. Day 2014] WEICHERT, Stephanie A. ; DAY, Ivor J.: Detailed Measurements of Spike Formation in an Axial Compressor. In: *J. Turbomach.* 136 (2014), Nr. 5. – DOI 10.1115/1.4025166
- [Weichert u. a. 2011] WEICHERT, Stephanie A. ; DAY, Ivor J. ; FREEMAN, Chris: Self-Regulating Casing Treatment for Axial Compressor Stability Enhancement. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Vancouver, British Columbia, Canada, 2011
- [Weigl u. a. 1998] WEIGL, H J. ; PADUANO, J D. ; EPSTEIN, Alan H. ; GREITZER, Edward M. ; BRIGHT, M M. ; STRAZISAR, Anthony J.: Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor. In: *J. Turbomach.* 120 (1998), S. 625–636
- [Wilde 1950] WILDE, G.L.: *Improvements in or Relating to Compressors, Patent GB701576A*. 1950
- [Wilke 2005] WILKE, Ingo: *Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturen eine numerische Analyse*, Technische Universität München, Diss., 2005
- [Wilke u. Kau 2002] WILKE, Ingo ; KAU, Hans-Peter: A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in a HPC Front Stage. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. Amsterdam, The Netherlands, 2002
- [Wilke u. Kau 2004] WILKE, Ingo ; KAU, Hans-Peter: A Numerical Investigation of the Flow Mechanisms in a High Pressure Compressor Front Stage With Axial Slots. In: *J. Turbomach.* 126 (2004), Nr. 3, 339. – DOI 10.1115/1.1731465. – ISSN 0889504X

- [Wilke u. a. 2005] WILKE, Ingo ; KAU, Hans-Peter ; BRIGNOLE, Giovanni A.: Numerically Aided Design of a High-Efficient Casing Treatment for a Transonic Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, Asme, 2005. – ISBN 0–7918–4730–6, 353–364
- [Wisler 1985] WISLER, D. C.: Aerodynamic Effects of Tip Clearance, Shrouds, Leakage Flow, Casing Treatment, and Trenching in Compressor Design. In: *Von Karman Institute Lecture Series 5* (1985)
- [Wisler u. Hilvers 1974] WISLER, D C. ; HILVERS, D E.: Stator Hub Treatment Study / National Aeronautics and Space Administration. 1974
- [Wolfrum u. a. 2013] WOLFRUM, Nina ; BRIGNOLE, Giovanni A. ; ENGEL, Karl: A Numerical Model For Casing Treatment Applications in Axial Flow Compressors. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2013, S. 1–11
- [Wu 1952] WU, Chung-Hua: A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types / NACA TN 2604. 1952
- [Wu u. a. 2010] WU, Yanhui ; CHU, Wuli ; ZHANG, Haoguang ; LI, Qingpeng: Parametric Investigation of Circumferential Grooves on Compressor Rotor Performance. In: *J Fluids Eng* 132 (2010), Nr. 12, 121103. – DOI 10.1115/1.4003000. – ISSN 00982202
- [Yamada u. a. 2016] YAMADA, Kazutoyo ; FURUKAWA, Masato ; TAMURA, Yuki ; SAITO, Seishiro ; MATSUOKA, Akinori ; NAKAYAMA, Kentaro: Large-Scale DES Analysis of Stall Inception Process in a Multi-Stage Axial Flow Compressor. In: *ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition*, 2016
- [Yamada u. a. 2013] YAMADA, Kazutoyo ; KIKUTA, Hiroaki ; FURUKAWA, Masato ; GUNJISHIMA, Satoshi ; HARA, Yasunori: Effects of Tip Clearance on the Stall Inception Process in an Axial Compressor Rotor. In: *Volume 6C: Turbomachinery*, ASME, jun 2013. – ISBN 978–0–7918–5524–9, V06CT42A035
- [Yamaguchi u. a. 1993] YAMAGUCHI, Nobuyuki ; TOMINAGA, Tetsuo ; MASUTANI, Jyo ; GOTO, Mitsushige: Performance improvement by forward-skewed blading of axial fan moving blades. In: *International Symposium on Air Breathing Engines*. Tokyo, Japan, 1993 (11th)
- [Yang u. a. 2003] YANG, H. ; NUERNBERGER, Dirk ; NICKE, Eberhard ; WEBER, Anton: Numerical Investigation of Casing Treatment Mechanisms with a Conservative Mixed-Cell Approach. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2003, S. 1–14
- [Yang u. Weber 2002] YANG, Hong ; WEBER, Anton: A conservative zonal approach with applications to unsteady turbomachinery flows. In: *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*. Stuttgart, Germany, 2002
- [Yoon u. a. 2006] YOON, Yong S. ; SONG, Seung J. ; SHIN, Hyoun-Woo: Influence of Flow Coefficient, Stagger Angle, and Tip Clearance on Tip Vortex in Axial Compressors. In: *J Fluids Eng* 128 (2006), Nr. 6, S. 1274. – DOI 10.1115/1.2354522. – ISSN 00982202

- [You u. a. 2006] YOU, Donghyun ; WANG, Meng ; MOIN, Parviz ; MITTAL, Rajat: Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade. In: *Physics of Fluids* 18 (2006), Nr. 10, 105102. – DOI 10.1063/1.2354544. – ISSN 10706631
- [Young u. a. 2011] YOUNG, Anna ; DAY, Ivor J. ; PULLAN, Graham: Stall Warning by Blade Pressure Signature Analysis. (2011), S. 1–11
- [Young u. a. 2016] YOUNG, Anna M. ; CAO, Teng ; DAY, Ivor J. ; LONGLEY, John P.: GT2016-56681. (2016), S. 1–11
- [Yu u. a. 2002] YU, Qing ; LI, Qiushi ; LI, Ling: The Experimental Researches on Improving Operating Stability of a Single-Stage Transonic Fan. In: *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, 2002, S. 1–7
- [Zika 1985] ZIKA, V. J.: Correlation and Prediction of Rotating Stall Inception by Divergence Method. In: *J Fluids Eng* 107 (1985), Nr. 2, 191. – DOI 10.1115/1.3242459. – ISSN 00982202

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung des Kennfelds eines transsonischen Axialverdichters mit Kennfeldlimitierungen	6
2.2	Auswirkungen des Androsselns auf die Belastung verschiedener Stufen bei Nominal- und Teildrehzahl	7
2.3	Sekundärströmungen in einer Axialverdichterstufe	12
2.4	Mischungsmodell der Spaltströmung mit der Hauptströmung	15
2.5	Spaltströmung eines transsonischen Rotors in angedrosseltem Betriebspunkt	16
2.6	Wirbelkerntrajektorie und starker Teil des Spaltwirbels und aufplatzen-dem Wirbel nach der Interaktion mit dem Stoß in einem pumpgrenzna-hen Betriebspunkt	16
2.7	Interaktion zwischen Wirbel und Normalstoß	19
2.8	Kritische Geschwindigkeitsverhältnisse beim Wirbelaufplatzen	20
2.9	Starker Wirbelzusammenbruch: Allgemein und in einem transsonischen Axialrotor	20
2.10	Starke Stoß-Wirbel-Interaktion mit Ausbildung eines Stoßkegels	21
2.11	Beeinflussung des Strömungsfeldes durch den Spaltwirbel und dessen Interaktion mit dem Stoß	21
2.12	Schematische Darstellung eindimensionaler Blockage	22
2.13	Veränderung der Spaltströmung beim Androsseln	24
2.14	Veränderung der Strömungstopologie auf S1-Schnitten nahe der Rotor-spitze beim Androsseln.	25
2.15	Veränderung des Spaltwirbelkerns beim Androsseln	26
2.16	Änderung des Interaktionswinkels zwischen Spaltwirbel und Stoß beim Androsseln und Umlenkung der Strömung über den Stoß	26
2.17	Veränderung des Spaltwirbelkerns und der Stoßposition beim Androsseln	26
2.18	Entstehung und Bewegungsrichtung einer rotierenden Ablösezone	30
2.19	Stagnierende Strömungsfelder bei rotierendem Abreißen in mehrstufi-gen Verdichtern	30
2.20	Grundformen des rotierenden Ablösens	30
2.21	Erscheinungsformen von Stallvorläufern	32
2.22	Struktur und Ausbreitung eines Spikes	33
2.23	Strömungstopologie nahe der Rotorspitze beim Auftreten von Spike-Stall und Modal-Stall	34

2.24 Statische und dynamische Stabilität	37
2.25 Separationsproblem („Spectral-Gap“-Konflikt) bei der Simulation mittels URANS	38
2.26 Interaktion der Passagenströmung mit der CT-Strömung bei verschiedenen Gehäusekontraktionen	43
2.27 Axial-Schlitze und Umfangsnuten - Prinzipskizzen	46
2.28 Zusammenhänge zur Wirkungsweise von Umfangsnuten in der Literatur	47
2.29 Gestaltung von Axial-CTs	50
3.1 Beurteilung der Konvergenz einer Optimierung	59
3.2 Parametrisierung und Vernetzung einer Umfangsnut	61
3.3 Konstruktion eines Axial-CTs	62
3.4 Vernetzung von Axial-CTs	63
3.5 Parametrisierung der Gehäusekontur	63
3.6 Möglichkeiten der Pumpgrenzvorschau während der Optimierung . .	65
4.1 Querschnittsansicht des DLR-Rig250	69
4.2 DLR-Rig250: Kennfeld - Simulationsdaten und Messwerte	72
4.3 DLR-Rig250: Stufencharakteristiken	72
4.4 DLR-Rig250 Rotor 1: Druckcharakteristiken bei 90% Drehzahl	72
4.5 Entropieanstieg entlang der Maschine an der Stabilitätsgrenze	73
4.6 Entropieanstieg entlang der Maschine an der Stabilitätsgrenze - Differenzdarstellung	74
4.7 DLR-Rig250 Stufe 1: $v_{ax} = 0$ -Isoflächen nahe der Stabilitätsgrenze bei Simulation in 4,5-Stufen-Konfiguration	74
4.8 DLR-Rig250 Stufe 1: $v_{ax} = 0$ -Isoflächen nahe der Stabilitätsgrenze bei Simulation in 1,5-Stufen-Konfiguration	74
4.9 DLR-Rig250 Rotor 1 und Rotor 4: Radiale Verteilungen der De-Haller-Zahl für die letzten stabilen Betriebspunkte	75
4.10 DLR-Rig250 Rotor 1: Veränderung des Spaltwirbels beim Androsseln .	76
4.11 DLR-Rig250 Stufe 1: Änderung der radialen Verteilungen verschiedener Größen beim Androsseln	78
4.12 DLR-Rig250 Stufe 1: Verlustpolaren	79
4.13 DLR-Rig250 Stufe 1: Wirbelbewegung des radialen Wirbels aufgrund einer Schaufelspitzenablösung	80
4.14 DLR-Rig250 Stufe 1: Wirbelbewegung des radialen Wirbels aufgrund einer Schaufelspitzenablösung - Instationärer Geschwindigkeitsanteil . .	80
4.15 Vernetzung der Stufe 1 des DLR-Rig250	81
4.16 Ungewollte Auswirkung einer Nut	82
4.17 Betriebspunkte und aerodynamische Restriktionen der RANS-Optimierungen	83
4.18 Datenbasis der Umfangsnutenoptimierung - Plot der Zielfunktionen . . .	86

4.19 Pareto-optimale Nutengeometrien	87
4.20 Einfluss der Umfangsnutenposition auf die Zielfunktionen	87
4.21 Geometrien der Umfangsnutenparameterstudie	88
4.22 Datenbasis der Gehäusekonturoptimierung - Plot der Zielfunktionswerte	90
4.23 Variation der Parameter P_1 - P_5 der Gehäusekonturierung	90
4.24 Strak-Verläufe von Pareto-optimalen Geometrien der Gehäusekonturierung	91
4.25 Parameterwerte entlang der Pareto-Front der Gehäusekonturoptimierung	92
4.26 Einfluss der Parameter P_2 und P_4 der Gehäusekonturierung auf die Zielfunktionen	92
4.27 Konstruktionslinien der Rotorparametrisierung	93
4.28 Datenbasis der Rotoroptimierung - Plot der Zielfunktionswerte	93
4.29 Datenbasis der Rotoroptimierung - Einfluss des maximal zulässigen Totdrucks	93
4.30 Rotoroptimierung: Radiale Verteilungen Pareto-optimaler Rotoren . . .	94
4.31 Rotoroptimierung: Profile der Schaufelspitze Pareto-optimaler Rotoren .	94
4.32 Rotoroptimierung: Rotorgeometrien Pareto-optimaler Rotoren	94
4.33 Kombination verschiedener Rotoren mit Umfangsnuten und Gehäusekonturierungen - Plot der Zielfunktionswerte	96
4.34 Datenbasis der kombinierten Optimierung - Plot der Zielfunktionswerte .	96
4.35 Datenbasis der kombinierten Optimierung - Einfluss der Umfangsnuten	96
4.36 Datenbasis der Axial-CT-Optimierung - Plot der Zielfunktionswerte . . .	97
4.37 Axial-CT-Optimierung: Pareto-optimale Geometrien	98
4.38 Axial-CT-Optimierung: S2-Konstruktionssplines der Pareto-optimalen Geometrien	99
4.39 Axial-CT-Optimierung: Rotorkennlinien	100
4.40 Kennlinien von Kombinationen verschiedener Rotoren und Axial-CTs . .	101
4.41 Pareto-Fronten und Datenbasen der RANS-Optimierungen	103
4.42 Rotorkennlinien Pareto-optimaler Geometrien der RANS-Optimierungen	104
4.43 Kennlinienvergleich RANS/URANS	105
4.44 Vergleich RANS/URANS im Plot der Zielfunktionswerte	105
4.45 Vergleich der untersuchten Maßnahmen zur Stabilitätsweiterung . . .	106
5.1 Umfangsnuten: Druckverteilung am Gehäuse	109
5.2 Umfangsnuten: Radiale Massenstromdichte am Gehäuse	109
5.3 Umfangsnuten: Axialgeschwindigkeitskomponente in Gehäusenähe . .	110
5.4 Umfangsnuten: Beeinflussung der Blockage in Gehäusenähe	110
5.5 Umfangsnuten: Beeinflussung der Spaltwirbeltrajektorie	110
5.6 Schema der Umfangsnutenströmung	111
5.7 Umfangsnuten: Strömungsvektoren und Staupunkte in Gehäusenähe .	112
5.8 Umfangsnuten: Isentrope Machzahlverteilungen nahe der Rotorspitze .	112

5.9	Umfangsnuten: Radiale Verteilungen im BP_{ADP}	112
5.10	Umfangsnuten: Einfluss der Nutenposition auf die Zielfunktionswerte . .	113
5.11	Axial-CTs: Radialströmungskomponente nahe dem Gehäuse zu diskreten Zeitschritten	114
5.12	Strömung durch das AxCT1 im BP_{AG90}	115
5.13	Auswirkungen eines Axial-CTs auf die zeitlich gemittelte Strömung im BP_{PGN90}	117
5.14	Axial-CTs: Strömungsvektoren auf einer Ebene nahe der Schaufelspitze im BP_{AG90}	117
5.15	Axial-CTs: Radiale Massenstromdichte nahe dem Gehäuse	117
5.16	Axial-CTs: Axialgeschwindigkeit nahe dem Gehäuse	117
5.17	Axial-CTs: Isentrope Profilmachzahlen nahe der Rotorspitze	118
5.18	Strömung durch das AxCT1 im BP_{ADP}	118
5.19	Strömung durch das AxCT7 im BP_{ADP}	118
5.20	Axial-CTs: Radial Verteilungen	119
5.21	Gehäusekonturierungen: Isentrope Profilmachzahlen nahe der Rotorspitze	120
5.22	Gehäusekonturierungen: Isentrope Machzahlen auf der Rotorsaugseite	120
5.23	Gehäusekonturierungen: Machzahlkonturen auf S1-Fläche bei $h_{rel} = 95\%$ im BP_{PGN90}	121
5.24	Gehäusekonturierungen: Stoß-Wirbel-Interaktion im BP_{PGN90}	121
5.25	Gehäusekonturierungen: Machzahlkonturen auf S1-Fläche bei $h_{rel} = 95\%$ im BP_{MW}	121
5.26	Gehäusekonturierungen: Iso-Entropie-Flächen im BP_{MW}	121
5.27	Gehäusekonturierungen: Radiale Verteilungen im BP_{PGN90}	122
5.28	Gehäusekonturierungen: Radiale Verteilungen im BP_{MW}	122
5.29	Gehäusekonturierungen: Stoßposition bei Variation der Parameter P_1 - P_5	123
5.30	Gehäusekonturierungen: MISES-Studie zur Veränderung der Stoßposition	124
5.31	Diffusoranalogie zur Erläuterung der Auswirkungen von Gehäusekonturierungen	124
5.32	Gehäusekonturierungen: Machzahl- und Entropieverlauf durch die Stufe	125
5.33	Rotoroptimierung: Veränderung der Stoßposition	126
5.34	Rotoroptimierung: Radiale Verteilungen der Entropie am Rotoraustritt .	126
5.35	Rotoroptimierung: Radiale Verteilungen von Druckverhältnis, Umlenkung und Wirkungsgrad	126
5.36	Rotoroptimierung: Ma-Zahl-Konturen im BP_{MW} auf S1-Schnitt bei $h_{rel} = 0.98$	127
5.37	Rotoroptimierung: Profilparameter	128
5.38	Rotoroptimierung: Blockage und Ablösungen nahe der Stabilitätsgrenze	129
5.39	Rotoroptimierung: Isentrope Machzahl und numerische Streichlinien nahe der Stabilitätsgrenze	129

5.40	Kombinationen von Rotoren und Umfangsnuten: Isentrope Machzahl auf der Saugseite im BP_{PGN90}	131
5.41	Kombinationen von Rotoren und Umfangsnuten: Profilmachzahlen nahe der Rotorspitze im BP_{PGN90}	131
5.42	Kombinationen von Rotoren und Umfangsnuten: Spaltströmungswinkel nahe der Rotorspitze im BP_{PGN90}	131
5.43	Kombinationen von Rotoren und Axial-CTs: Radiale Verteilungen des Wirkungsgrads	132
5.44	Kombinationen von Rotoren und Axial-CTs: Blockage und Ablösungen nahe der Stabilitätsgrenze	132
6.1	Vergleich der Strömungsgegebenheiten in Gehäusenähe nahe der Stabilitätsgrenze	135
7.1	Schematischer Vergleich der untersuchten Maßnahmen zur Stabilitäts-erweiterung	138
B.1	Prinzipiskizze der externen Rezirkulation	145
B.2	Erscheinungsformen des Verdichterpumpens	147
B.3	Parameterstudien zur Nutgestaltung - Position und Tiefe	152
B.4	Parameterstudien zur Nutgestaltung - Breite und Winkel	153
B.5	Einfluss der Nutparameter auf die Zielfunktionen	155

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich verschiedener Formen von CTs	45
4.1	Schaufelzahlen des Rig250	70
4.2	Kenngrößen des Rig250 im Auslegungspunkt	70
4.3	Geometrieparameter Rotor 1 DLR-Rig250	70
4.4	Auslegungspunkt und Arbeitsbereich des DLR-Rig250	71
4.5	Verwendete Rechnetze zur Simulation des DLR-Rig250	71
4.6	Betriebspunkte der Optimierungen	84
4.7	Überblick der durchgeführten Studien	85
4.8	Freie Parameter der Umfangsnutenoptimierung	86
4.9	Freie Parameter der Gehäusekonturoptimierung	89
4.10	Einfluss der Geometrieparameter auf die Zielfunktionswerte bei der Ge- häusekonturierung	90
4.11	Freie Parameter und Parameterbereiche der Rotoroptimierung	93
4.12	Parameterbereiche der Axial-CT-Optimierung	97
4.13	Axial-CT-Optimierung: Vergleich der Pumpgrenzabschätzung mit einer Iteration	99
4.14	Vergleich von Pumpgrenzkriterium und maximalem Wirkungsgrad aus- gewählter Axial-CTs mit verschiedenen Rotoren	102
5.1	Kombinationen von Rotoren und Umfangsnuten: Pumpgrenzkriterium und max. Wirkungsgrad	130
B.1	Domain Scaling für instationäre Rechnungen	148
B.2	Parameter ausgewählter Nuten	151
B.3	Nuten der Parameterstudie	154
B.4	Parameterstudie zur Nutenanzahl: Geometrische Parameter und Perfor- mancegrößen	156
C.1	Überblick ausgewählter Studien zur optimalen Gestaltung von Umfangs- nuten	157
C.2	Überblick ausgewählter Studien zu Axial-CTs	159

